

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **2004044493 A**

(43) Date of publication of application: **12.02.04**

(51) Int. Cl.

F02M 47/00
F02M 45/00
F02M 51/00
F02M 55/00
F02M 55/02

(21) Application number: **2002203203**

(22) Date of filing: **11.07.02**

(71) Applicant: **TOYOTA CENTRAL RES & DEV
LAB INC**

(72) Inventor: **KAWAMURA KIYOMI
HOTTA YOSHIHIRO
WAKIZAKA YOSHIFUMI
NAKAKITA KIYOMI**

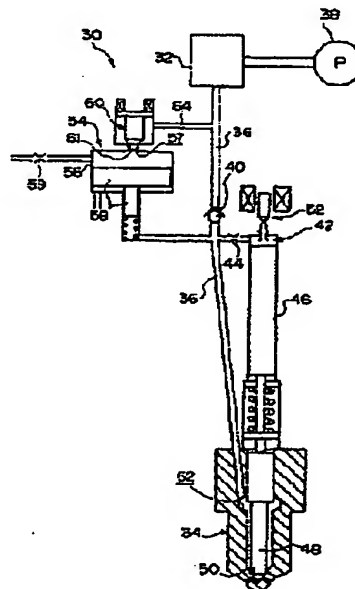
(54) FUEL INJECTION DEVICE

(57) Abstract

PROBLEM TO BE SOLVED: To obtain a fuel injection device which can inject fuel by an ultra-high injection pressure, can realize good combustion and exhaust characteristics, and can inject the fuel in an arbitrary fuel injection pattern.

SOLUTION: In the fuel injection device 30, a protrusion 61 is provided at a distal end of a piston control valve 60 provided at an intensifier 54. A substantial opening area of a fuel channel 57 to a cylinder 58 can be changed in association with movement of the valve 60, and an amount of flowing fuel oil into the cylinder 56 by the valve 60 can be controlled (orifice-controlled). Thus, an injection ratio/injection pressure of the fuel injected from a fuel injection nozzle 34 can be controlled, and a fuel injection pattern having very high degree of freedoms can be realized.

COPYRIGHT: (C)2004,JPO



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

燃料噴射ノズル内の燃料溜に主油路を介して連通され、燃料加圧ポンプから圧送される燃料油を所定の圧力にして蓄圧する蓄圧器と、
前記燃料噴射ノズルと蓄圧器とを連通する前記主油路の途中に設けられ、前記燃料噴射ノズル側から前記蓄圧器側への燃料圧力流出を遮断する圧力遮断弁と、
前記燃料噴射ノズルと蓄圧器とを連通する前記主油路の前記圧力遮断弁よりも下流側において連通する噴射制御用油室と、
前記噴射制御用油室に設けられ、前記噴射制御用油室に燃料油圧を作用させることにより前記燃料噴射ノズル内のニードル弁を閉止せしめ、前記噴射制御用油室の燃料油を除去することにより前記ニードル弁を開放して燃料噴射を履行せしめる噴射制御弁と、
シリンダ及びピストンを有し、前記燃料噴射ノズルと蓄圧器とを連通する前記主油路の前記圧力遮断弁よりも下流側において前記噴射制御用油室に連通する増圧器と、
前記蓄圧器からの燃料を前記シリンダ内へ流入させることによりまたは前記シリンダ内の燃料を流出させることにより前記増圧器のピストンを移動させて、前記圧力遮断弁よりも下流側の燃料圧力を増大せしめるピストン制御弁と、
を備えた燃料噴射装置において、
前記ピストン制御弁により前記シリンダ内へ流入または流出される燃料の流量を変更可能な流量変更手段を設けた、
ことを特徴とする燃料噴射装置。

10

20

【請求項 2】

前記流量変更手段は、前記ピストン制御弁に設けられ、前記ピストン制御弁の移動に伴って前記シリンダの前記燃料流路の面積を変更する突起とされる、ことを特徴とする請求項 1 記載の燃料噴射装置。

【請求項 3】

前記流量変更手段は、前記ピストン制御弁の油室に連通する固定オリフィスと、前記固定オリフィスに重なり合って連通しかつ移動することで前記固定オリフィスとの重合度合いが変更される可動オリフィスと、前記可動オリフィスを移動させる移動手段と、を有することを特徴とする請求項 1 記載の燃料噴射装置。

30

【請求項 4】

前記流量変更手段は、前記シリンダ内への燃料の流入路または流出路に設けられた調圧器とされる、ことを特徴とする請求項 1 記載の燃料噴射装置。

【請求項 5】

前記ピストン制御弁の非作動時に前記シリンダ内の圧力を所定圧力に調整する残圧調整手段を設けた、ことを特徴とする請求項 1 乃至請求項 4 の何れか 1 項に記載の燃料噴射装置。

【請求項 6】

燃料噴射ノズル内の燃料溜に主油路を介して連通され、燃料加圧ポンプから圧送される燃料油を所定の圧力にして蓄圧する蓄圧器と、
前記燃料噴射ノズルと蓄圧器とを連通する前記主油路の途中に設けられ、前記燃料噴射ノズル側から前記蓄圧器側への燃料圧力流出を遮断する圧力遮断弁と、
前記燃料噴射ノズルと蓄圧器とを連通する前記主油路の前記圧力遮断弁よりも下流側において連通する噴射制御用油室と、
前記噴射制御用油室に設けられ、前記噴射制御用油室に燃料油圧を作用させることにより前記燃料噴射ノズル内のニードル弁を閉止せしめ、前記噴射制御用油室の燃料油を除去することにより前記ニードル弁を開放して燃料噴射を履行せしめる噴射制御弁と、
シリンダ及びピストンを有し、前記燃料噴射ノズルと蓄圧器とを連通する前記主油路の前記圧力遮断弁よりも下流側において前記噴射制御用油室に連通する増圧器と、
前記蓄圧器からの燃料を前記シリンダ内へ流入させることによりまたは前記シリンダ内の

40

50

燃料を流出させることにより前記増圧器のピストンを移動させて、前記圧力遮断弁よりも下流側の燃料圧力を増大せしめるピストン制御弁と、
を備えた燃料噴射装置において、
前記ピストン制御弁の非作動時に前記シリンダ内の圧力を所定圧力に調整する残圧調整手段を設けた、
ことを特徴とする燃料噴射装置。

【請求項7】

前記ピストン制御弁の作動時に前記ピストンの移動に伴って前記シリンダ内から排出される燃料を、前記燃料加圧ポンプへ再度供給するための再供給手段を備えたことを特徴とする請求項1乃至請求項6の何れか1項に記載の燃料噴射装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】

本発明は加圧された燃料油を燃料噴射ノズルから噴射する燃料噴射装置における燃料噴射方法に関する。

【0002】

【従来の技術】

高圧フィードポンプにより圧送した燃料を蓄圧器（所謂、コモンレール）によって蓄圧し、この燃料を所定のタイミングで燃料噴射ノズルからエンジンのシリンダ内に噴射する蓄圧式（コモンレール式）の燃料噴射装置が知られている。

【0003】

このような蓄圧式の燃料噴射装置では、エンジンの回転数が低速になっても所定の燃料噴射圧力を維持することができ（燃料噴射圧力が低下することがなく）、高圧による燃料噴射によって燃費の向上や高出力化に大いに寄与している。

【0004】

ところで、良好なエミッションの実現（排気ガスのクリーン化）に対しては、燃料噴射装置におけるノズル噴射口の径小化が有効であることが知られている。しかしながら、反面、従来の蓄圧式の燃料噴射装置（コモンレール噴射系）の噴射圧では、現状の噴射口径よりさらに小さなものを使用すると、高エンジン回転数、高負荷領域では噴射期間が長くなりすぎるので、高出力化に対して不利であると推測される。

【0005】

また近年、小型ディーゼルエンジンでは、高回転数化が図られる傾向にある。ここで、エンジン筒内の気流速度はエンジン回転数にほぼ比例して増加する。そのため、同じ噴射圧では、高回転数時には低回転数時と比較して噴霧が流され易くなって筒内の空気利用率が低下して、スモーク（黒煙）を排出しやすくなる。したがって、これを改善するには、噴射圧の更なる高圧化が望まれる。しかしながら、前述の如き従来の蓄圧式の燃料噴射装置（コモンレール噴射系）では、蓄圧器内に常時所定の圧力を蓄圧する構成であるので（例えば、現状のコモンレール噴射系は、最大噴射圧が130MPa程度である）、装置の強度の点から、これ以上に高圧化することに限界がある（換言すれば、従来に増して噴射圧力を超高噴射圧化することは困難である）。

【0006】

一方、このような蓄圧式の燃料噴射装置において更に増圧装置を設けた燃料噴射装置が提案されている（例えば、特開平8-21332号公報）。

【0007】

前記公報に示された燃料噴射装置では、蓄圧器（コモンレール）から送出された加圧燃料油をピストン作動用切替弁の作用によって更に加圧する増圧装置が設けられている。この増圧装置は、大径ピストン及び小径ピストンからなる増圧ピストンと、ピストン作動用切替弁に連通する複数の油路を備えており、燃料加圧ポンプから送出された燃料は蓄圧器からピストン作動用切替弁を介して増圧装置内に流入し、さらに、噴射ノズル制御用の噴射制御用油室（インジェクタ制御室）、並びに噴射ノズルに供給されるようになっている。

燃料を噴射する際には、噴射制御用油室に設けられた燃料噴射制御用切替弁によって、蓄圧器からの燃料油を直接（そのまま）噴射ノズルに送って噴射する低圧噴射と、増圧装置にて更に加圧した燃料油を噴射ノズルに送って噴射する高圧噴射と、を切替制御する構成となっている。したがって、エンジンの運転状況に適した燃料噴射形態とすることができ

【0008】

しかしながら、この燃料噴射装置では、以下のような問題を生じる欠点があった。

【0009】

すなわち、前記燃料噴射装置では、蓄圧器から増圧器の大径ピストン側への燃料入口面積、及びピストン作動用切替弁に連通する増圧器の小径ピストン側の燃料出口面積が一定の構成であることから、増圧器を作動させたときの燃料圧力の時間履歴は蓄圧器の燃料圧力によって一義的に決定される。その例を、図24（A）及び図24（B）に示す。図24（A）に示す如く、横軸を時間（秒）で表すと、増圧器下流の燃料圧力の時間履歴はエンジン回転数に依存しない。これに対して、図24（B）に示す如く、横軸をエンジンクランク角で表すと、エンジン回転数が高いほど圧力上昇が緩慢になる。そのため、特に高負荷においては、エンジン回転数が高いほどクランク角度ベースでの噴射期間を長く設定せざるを得ない。このように噴射期間が長くなり過ぎることは、高出力化に対して阻害要因であり、好ましくない。

【0010】

これを避ける一手法として、高エンジン回転数ほど蓄圧器（コモンレール）の燃料圧力を増加させて、増圧器に作用する力を増加し、増圧ピストン下流の燃料圧力の上昇率を増加させることが挙げられる。ただし、中・高負荷領域においては、メイン噴射の噴射圧力は高圧を必要とし、しかもこのとき、騒音低減、排気改善を狙ってパイロット噴射（メイン噴射の前に燃料噴射すること）、またはマルチ噴射（複数回の燃料噴射）が実施されるが、このパイロット噴射の噴射圧力の最適値はメイン噴射圧力とは異なり、一般にそれより低い圧力である。その理由は、圧縮上死点よりかなり早期に噴射するため、筒内の空気温度、密度が低いことにより、噴射圧を高く設定し過ぎると噴射の貫徹力が過度に大きくなってシリンダライナ面に燃料付着を生じさせるためである。しかしながら、提案された前記燃料噴射装置において高エンジン回転数領域で高噴射圧を発生させるには、増圧器の大径ピストンに作用させる燃料圧力（蓄圧器の燃料圧力）を高める必要があるため、蓄圧器の燃料をそのまま噴射するパイロット噴射時の噴射圧力が最適値より高くなり過ぎ、シリンダライナ面への燃料付着が避けられず、未燃HC、あるいはスモーク生成要因となることが推測される。

【0011】

一方、高エンジン回転数時に適したパイロット噴射（蓄圧器の燃料圧力）と増圧器作動時の増圧ピストン下流圧力が得られるように設定（例えば、増圧ピストン大径側への燃料通路を拡大）すると、低エンジン回転数時には増圧器作動時におけるクランク角ベースでの増圧ピストン下流の燃料圧力の上昇が急峻になる。これによって初期噴射率が高くなり過ぎ、予混合燃焼割合が増加してNO_xと騒音が悪化する。これを避けるために、低エンジン回転数時の蓄圧器の燃料圧力を低下させてメイン噴射の初期噴射率が適切になるようにすると、蓄圧器の燃料圧力で噴射するパイロット噴射の微粒化状態が悪化し、スモークの発生につながる。

【0012】

これに対して、図25に示すように、増圧器作動時における増圧ピストン下流の燃料圧力上昇率が時間と共に増加する特性にすれば、高エンジン回転数、高負荷時においても最適なパイロット噴射の燃料圧力（蓄圧器の燃料圧力）に設定した状態で、メイン噴射は高い燃料圧力（増圧ピストン下流の燃料圧力）も確保できる。これによって、前記のような問題点を解決できるので、低NO_x、低騒音、高出力なエンジンを実現することが可能となるが、従来ではこのような設定ができなかった。

【0013】

10

20

30

40

50

この他に、増圧装置を備えた燃料噴射装置が提案されている（DE 19939428 A1）。しかしながら、この燃料噴射装置は、噴射圧設定精度の向上、ノズルシート部の耐久性、信頼性の向上等に実用上の課題を有するものである。

【0014】

【発明が解決しようとする課題】

本発明は上記事実を考慮し、従来に比べて大幅に高い超高噴射圧によって燃料を噴射することができると共に最高噴射圧が蓄圧器の燃料圧力によって一義的に決定されることが無く、良好な燃焼、排気特性を実現でき、しかも、任意の燃料噴射パターンで燃料噴射を行うことが可能となる（燃料の噴射圧及び噴射率に基づいた燃料噴射パターンの自由度が拡大する）燃料噴射装置を得ることが目的である。

10

【0015】

【課題を解決するための手段】

請求項1に係る発明の燃料噴射装置は、燃料噴射ノズル内の燃料溜に主油路を介して連通され、燃料加圧ポンプから圧送される燃料油を所定の圧力にして蓄圧する蓄圧器と、前記燃料噴射ノズルと蓄圧器とを連通する前記主油路の途中に設けられ、前記燃料噴射ノズル側から前記蓄圧器側への燃料圧力流出を遮断する圧力遮断弁と、前記燃料噴射ノズルと蓄圧器とを連通する前記主油路の前記圧力遮断弁よりも下流側において連通する噴射制御用油室と、前記噴射制御用油室に設けられ、前記噴射制御用油室に燃料油圧を作用させることにより前記燃料噴射ノズル内のニードル弁を閉止せしめ、前記噴射制御用油室の燃料油を除去することにより前記ニードル弁を開放して燃料噴射を履行せしめる噴射制御弁と、シリンダ及びピストンを有し、前記燃料噴射ノズルと蓄圧器とを連通する前記主油路の前記圧力遮断弁よりも下流側において前記噴射制御用油室に連通する増圧器と、前記蓄圧器からの燃料を前記シリンダ内へ流入させることによりまたは前記シリンダ内の燃料を流出させることにより前記増圧器のピストンを移動させて、前記圧力遮断弁よりも下流側の燃料圧力を増大せしめるピストン制御弁と、を備えた燃料噴射装置において、前記ピストン制御弁により前記シリンダ内へ流入または流出される燃料の流量を変更可能な流量変更手段を設けた、ことを特徴としている。

20

【0016】

請求項1記載の燃料噴射装置では、蓄圧器、圧力遮断弁、噴射制御用油室、噴射制御弁、増圧器、及びピストン制御弁を備えている。増圧器には、蓄圧器からの（コモンレール圧の）燃料が供給され、これが増圧される。またここで、燃料噴射ノズルに対して、「蓄圧器、圧力遮断弁、噴射制御用油室、噴射制御弁」によって蓄圧器噴射系（コモンレールインジェクタ）が構成され、しかも、この蓄圧器噴射系と並列に増圧器が配置された構成となっている。換言すれば、燃料噴射ノズルに対して、「増圧器、ピストン制御弁、噴射制御用油室、噴射制御弁」によって増圧器噴射系（ジャークインジェクタ）が構成される。

30

【0017】

蓄圧器噴射系（コモンレールインジェクタ）によって燃料を噴射する際には、ピストン制御弁によって増圧器を不作動状態とし、さらに、蓄圧器からの燃料油が圧力遮断弁を介して燃料噴射ノズル内の燃料溜に圧送される。このとき、噴射制御弁によって噴射制御用油室の燃料油を除去することで、蓄圧器からの燃料油が直接（そのまま）燃料噴射ノズルから噴射される。

40

【0018】

一方、増圧器噴射系（ジャークインジェクタ）によって燃料を噴射する際には、ピストン制御弁によって増圧器を作動状態とする。すると、増圧器によって更に加圧された燃料油が燃料噴射ノズル内の燃料溜及び噴射制御用油室に圧送される。このとき、噴射制御弁によって噴射制御用油室の燃料油を除去することで、前記増圧器にて増圧された燃料油が燃料噴射ノズルから噴射される。

【0019】

このように、当該燃料噴射装置では、蓄圧器からの燃料油をそのまま燃料噴射ノズルに送って噴射する低圧噴射と、増圧器にて更に加圧した燃料油を燃料噴射ノズルに送って噴射

50

する高圧噴射と、を切替制御して燃料噴射することができる。したがって、当該燃料噴射装置は、基本的に以下の効果を奏するものである。

【0020】

▲1▼ 増圧器には蓄圧器からの（コモンレール圧の）燃料が供給され、これを増圧して噴射するので、従来のコモンレール噴射系による噴射圧を越える超高噴射圧化を実現できる。したがって、高エンジン回転数、高負荷時においても適切な噴射期間内に燃料を噴射することができ、より高速化が図れると共に、良好な燃焼が可能となって、低エミッションで高出力なエンジンを実現できる。また、噴口径の小径化による噴霧貫徹力の減少を噴射圧の超高圧化によって補うことが可能であり、これによって、燃焼室内の酸素を有効に活用することができるので、高回転数においてもスモーク排出が少ない良好な燃焼状態を実現できる。さらに、超高噴射圧力を常時蓄圧する必要がないため、所定の高噴射圧を常時蓄圧する従来のコモンレール噴射系と比較して、噴射系の強度の点から有利であり、低コスト化を図ることもできる。

10

【0021】

▲2▼ 蓄圧器噴射系（コモンレールインジェクタ）と増圧器が並列配置されており、圧力遮断弁より下流の燃料圧力がコモンレール圧以下になると、蓄圧器から燃料が補給される構造であるので、メイン噴射の後にアフター噴射する場合においてもコモンレール圧以下の低圧で燃料が噴射されることがない。これによって、良好な微粒化状態の噴霧がアフター噴射されるので、アフター噴射された燃料自身がスモークの発生原因になることがなく、アフター噴射された燃料が燃焼場を攪乱することによる燃焼促進効果を最大限に引き出すことができる。

20

【0022】

また、中・高負荷領域においては、メイン噴射の噴射圧力は高圧を必要とし、しかもこのとき、騒音低減、排気改善を狙ってメイン噴射の前にパイロット噴射（または、マルチパイロット噴射）が実施されるが、このパイロット噴射の噴射圧力の最適値はメイン噴射圧力とは異なり、一般にそれより低い圧力である。このような場合にも、低圧噴射と高圧噴射とを切替制御して燃料噴射することができるため、パイロット噴射とメイン噴射とで各々最適な噴射圧力を設定することができる。

【0023】

さらに、噴射の初期をコモンレール圧で噴射し、中期から増圧器を作動させて高圧噴射することや、噴射初期に増圧器を作動させて高圧噴射し、中期に増圧器を停止してコモンレール圧で噴射すること等、コモンレール圧での噴射と、増圧器を作動させた噴射とを自在に組み合わせて噴射することが可能である。このように、噴射パターンの自由度が大きい。

30

【0024】

▲3▼ 従来では、増圧装置を作動させて噴射した後に次ぎの噴射に備える際に、キャビテーションが発生して油路にエロージョンが生じる可能性があり、燃料噴射システムの耐久性が著しく悪化する原因であった。これに対し、請求項1記載の燃料噴射装置では、蓄圧器噴射系（コモンレールインジェクタ）と増圧器が並列配置されており、圧力遮断弁より下流の燃料圧力がコモンレール圧以下になると、コモンレールから燃料が補給される構造であるので、燃料圧力が燃料の蒸気圧以下になることがない。そのため、キャビテーション発生による油路のエロージョンの心配がないので、耐久性が格段に向上する。

40

【0025】

▲4▼ 蓄圧器噴射系（コモンレールインジェクタ）と増圧器が並列配置されているので、蓄圧器と増圧器との間が遮断された状態で仮に増圧器が故障してもコモンレール圧で噴射できる。このため、エンジンが突然に停止することがない。

【0026】

またここで、請求項1記載の燃料噴射装置では、ピストン制御弁によりシリンダ内へ流入または流出される燃料の流量を変更可能な流量変更手段が設けられている。したがって、燃料噴射するに際して、燃料噴射ノズルから噴射される燃料の噴射率を制御することが可

50

能となる。

【0027】

すなわち、当該燃料噴射装置によれば、流量変更手段によってシリンダ内への燃料の流入量または流出量に変更されると、ピストンの移動速度が変更され、燃料噴射ノズルから噴射される燃料の噴射率を任意に設定することが可能になる。したがって、非常に自由度の高い燃料噴射パターンを実現できる。

【0028】

例えば、パイロット噴射、メイン噴射、及びアフター噴射を行うマルチ噴射を実施する場合に、ブーツ噴射期間終了後圧力上昇率 ($\theta 1$)、最高噴射圧到達直前圧力上昇率 ($\theta 2$)、メイン噴射終了時の圧力降下率 ($\theta 3$) 等を、エンジン回転数や負荷状態に応じた最適な燃料噴射パターンとなるように自由に制御（設定あるいは変更して履行）することができる。

10

【0029】

このように、請求項1記載の燃料噴射装置では、従来に比べて大幅に高い超高噴射圧によって燃料を噴射することができると共に最高噴射圧が蓄圧器の燃料圧力によって一義的に決定されることが無くて良好な燃焼、排気特性を実現でき、しかも、任意の燃料噴射パターンで燃料噴射を行うことが可能となる（燃料の噴射率に基づいた燃料噴射パターンの自由度が拡大する）。

【0030】

請求項2に係る発明の燃料噴射装置は、請求項1記載の燃料噴射装置において、前記流量変更手段は、前記ピストン制御弁に設けられ、前記ピストン制御弁の移動に伴って前記シリンダの前記燃料流路の面積を変更する突起とされる、ことを特徴としている。

20

【0031】

請求項2記載の燃料噴射装置では、燃料噴射するに際して、ピストン制御弁が移動されると、このピストン制御弁の移動量（リフト量）に応じて、シリンダの燃料流路の面積が突起によって変更される。シリンダの燃料流路面積が変更されると、シリンダ内への燃料の流入量または流出量の変更されてピストンの移動速度が変更され、燃料噴射ノズルから噴射される燃料の噴射率を任意に設定することが可能になる。したがって、非常に自由度の高い燃料噴射パターンを実現できる。

【0032】

換言すれば、燃料噴射するに際して、燃料噴射ノズルから噴射される燃料の最適な噴射率（例えば、エンジン回転数や負荷状態に応じた最適なパイロット噴射やメイン噴射の噴射率）に応じて突起の形状等を設定しておけば、ニードル弁が開放されて燃料噴射が履行される際に前記最適な噴射率で燃料噴射を履行することができる。

30

【0033】

なお、ピストン制御弁に設けられた突起によってシリンダの燃料流路面積を制御（変更）するに当たっては、例えば、ピストン制御弁の移動量（リフト量）に対して当該流路の開口面積がリニアに（順次滑らかに）変化するような構成にすることができるが、これに限らず、例えば、突起の形状を2段にし流路の開口面積が段階的に変化するように構成することもできる。また、ピストン制御弁の移動（リフト）を途中で（中間位置で）止めるように位置制御を行えば更に有効となる。この場合、圧電素子や超磁歪素子を用いて位置制御を行うことで実現できる。さらに、電磁弁により位置制御を行うことも当然に可能である。

40

【0034】

またここで、一般的に、「ピストン制御弁」の弁形式としては、所謂平面座形式のものが知られており、その有効流路横断面積は「バルブシート部」で規定される。すなわち、当該平面座形式の制御弁は、バルブのリフト量（移動量）を制御することでバルブシート部における横断面積（実質的な開口面積）を調整する構成（所謂、シート部面積制御）である。

【0035】

50

これに対し、請求項2記載の燃料噴射装置では、前述の如きバルブシート部における横断面積を調整する（シート部面積制御）ではなく、ピストン制御弁の移動に伴って燃料流路の面積を変更する突起、すなわち、燃料流路（オリフィス）に臨むピストン制御弁に突起を設け、このピストン制御弁の移動量（リフト量）に応じて、突起の位置が変更されることで燃料流路の面積を変更するという「燃料流路面積可変機能」を具備した構成（所謂、オリフィス制御）である。

【0036】

したがって、前述の如きバルブシート部における横断面積を調整する一般的な構成のもの（シート部面積制御）では、バルブのリフト量（移動量）に対してバルブシート部における横断面積はリニアに変化するのに対し、請求項2記載の燃料噴射装置では、前記「突起」の形状を種々好適に設定することにより、ピストン制御弁の移動量（リフト量）に対する燃料流路面積の変化を自在に設定することができる。これにより、燃料噴射ノズルから噴射される燃料の噴射率を任意に設定することが可能になり、極めて自由度の高い燃料噴射パターンを実現できる。

【0037】

このため、請求項2記載の燃料噴射装置では、以下の特有の優れた効果を奏する。

1) 噴射圧設定精度の向上

前述の如くバルブシート部における横断面積を調整する一般的な構成のもの（シート部面積制御）では、バルブのリフト量（移動量）に対してバルブシート部における横断面積がリニアに変化する構成であり、バルブのリフト量の設定精度がバルブシート部における横断面積の設定精度ということになる（バルブシート部における横断面積の設定精度は、一義的に、バルブのリフト量の設定精度に依存する）。

【0038】

ここで、本出願人は、シミュレーションによって、増圧器噴射系（ジャークインジェクタ）によって燃料噴射する際に、ピストン制御弁により増圧器のシリンダ内へ流入される燃料圧力（増圧器の作動圧、すなわちコモンレール圧）より僅かに高い噴射圧で噴射する場合には、増圧器のシリンダへの燃料流入量を、前記一般的な構成のバルブの開放による流入量よりも、少なくしたほうが、噴射圧の設定精度を高めることができるという知見を得た。そこで、このような場合においては、例えば、ピストン制御弁の移動量（リフト量）に対する燃料流路面積の関係を、少ない移動量時（小リフト量時）ほど燃料流路面積の変化が少なくなる構成とすることによって、ピストン制御弁の移動量（リフト量）の設定目標値からのズレに対する燃料流路面積のズレを小さくすることができる。換言すれば、得たい燃料流路面積に対してピストン制御弁の移動量（リフト量）の目標値の幅が広がることになる、すなわち、ピストン制御弁の移動量（リフト量）が設定目標値から多少ズレていても、燃料流路面積に対する影響は僅かになる。したがって、噴射圧（ピストン制御弁の燃料流路面積）の設定精度を高めることができる。

2) バルブシート部の耐久性の向上

前述した如くバルブシート部における横断面積を調整する一般的な構成のもの（シート部面積制御）では、バルブシート部（その開口）が最小流路面積になる。ここで、このような構成のものにおいては、当該バルブが非作動時（バルブがシート部に着座時）には、シート部上流側の圧力はその作動圧（すなわち、コモンレール圧）であり、シート部下流側（増圧器のピストン大径側）は、例えば大気圧である。この状態から当該バルブを作動させて増圧器のピストン大径側（シリンダの1次チャンバ）に燃料を流入させると、シート部前後の（シート部上流側と下流側の）差圧は、当該バルブを作動させた直後が最も大きい（すなわち、「作動圧－大気圧」）。このように前記差圧が大きいときには、キャビテーションが発生し易い。このキャビテーションは、バルブシート部で発生するため、当該部分が浸食されてシート不良を引き起こすことになる。このようなシート不良は、装置の増圧機能を損なう重大かつ致命的な問題である。

【0039】

これに対し、請求項2記載の燃料噴射装置では、前記ピストン制御弁の「突起」の形状を

適切に設定し、ピストン制御弁の移動量（リフト量）が少ない時には燃料流路面積が、バルブシート部の開口面積（前記最小流路面積）よりも更に小さくなるように構成できる。したがって、これにより前記シート部前後の（シート部上流側と下流側の）差圧を小さくすることができ、当該ピストン制御弁を作動させた直後であってもキャビテーションの発生を防止することができる。このため、バルブシート部で発生するキャビテーションに起因した部材浸食を防止することができ、信頼性及び耐久性が大幅に向上する。

3) 増圧器の大径ピストン側のシリンダ容積の低減（小型化）

請求項2記載の燃料噴射装置では、燃料流路（オリフィス）に臨むようにピストン制御弁に突起を設けた構成であるため、増圧器の大径ピストン側のシリンダ容積を低減（小型化）することができる。

10

【0040】

前記「2) バルブシート部の耐久性の向上」にて記載した如く、ピストン制御弁の移動量（リフト量）が少ない時に燃料流路面積が極めて小さくなるように構成した場合に、仮に増圧器の大径ピストン側のシリンダ容積が大きいと、当該シリンダ容積内の圧力上昇が緩慢になり過ぎることがある。この点、ピストン制御弁に設けた突起によって当該シリンダ容積を低減することができるため、バルブシート部におけるキャビテーション防止のために燃料流路面積をかなり小さく設定しても、当該シリンダ容積内の適切な圧力上昇を得ることができる。

【0041】

請求項3に係る発明の燃料噴射装置は、請求項1記載の燃料噴射装置において、前記流量変更手段は、前記ピストン制御弁の油室に連通する固定オリフィスと、前記固定オリフィスに重なり合って連通しかつ移動することで前記固定オリフィスとの重合度合いが変更される可動オリフィスと、前記可動オリフィスを移動させる移動手段と、を有する、ことを特徴としている。

20

【0042】

請求項3記載の燃料噴射装置では、燃料噴射するに際して、移動手段によって可動オリフィスが移動される。これにより、可動オリフィスと固定オリフィスとの重合度合いが変更され、当該オリフィスの実質的な開口面積が変更される。したがって、ピストン制御弁によってシリンダ内へ流入または流出する燃料圧力（その上昇率）が変更されてピストンの移動速度が変更され、燃料噴射ノズルから噴射される燃料の噴射率を任意に設定することが可能になる。

30

【0043】

換言すれば、燃料噴射ノズルから噴射される燃料の最適な噴射率（例えば、エンジン回転数や負荷状態に応じた最適なパイロット噴射やメイン噴射の噴射率）に応じて固定オリフィス及び可動オリフィスの形状や移動手段による移動速度等を設定しておけば、ニードル弁が開放されて燃料噴射が履行される際に前記最適な噴射率で燃料噴射を履行することができる。したがって、非常に自由度の高い燃料噴射パターンを実現できる。

【0044】

なお、可動オリフィスを移動させるための移動手段としては、例えば、エンジンガバナを適用することができ、エンジン回転数の二乗の油圧を作用させて可動オリフィスを移動させるように構成することができる。また、可動オリフィスと固定オリフィスの形状を適宜に設定したり（例えば、矩形、円形、台形等）その数を変えることによって、例えばエンジン回転数に対する当該流路の有効開口面積の関係を自在に設定することができる。

40

【0045】

請求項4に係る発明の燃料噴射装置は、請求項1記載の燃料噴射装置において、前記流量変更手段は、前記シリンダ内への燃料の流入路または流出路に設けられた調圧器とされる、ことを特徴としている。

【0046】

請求項4記載の燃料噴射装置では、燃料噴射するに際して、調圧器によってシリンダへの燃料の流入圧力または流出圧力が変更される。これにより、ピストンの移動速度が変更さ

50

れ、燃料噴射ノズルから噴射される燃料の噴射率を任意に設定することが可能になる。

【0047】

換言すれば、燃料噴射するに際して、燃料噴射ノズルから噴射される燃料の最適な噴射率（例えば、エンジン回転数や負荷状態に応じた最適なパイロット噴射やメイン噴射の噴射率）に応じて調圧器を調整すれば、ニードル弁が開放されて燃料噴射が履行される際に前記最適な噴射率で燃料噴射を履行することができる。したがって、非常に自由度の高い燃料噴射パターンを実現できる。特にこの場合、増圧器（ピストン）の作動圧と蓄圧器の燃料圧とを独自に設定することができるため、例えば、蓄圧器噴射系（コモンレールインジェクタ）で燃料噴射するパイロット噴射の噴射圧力と、増圧器噴射系（ジャークインジェクタ）によって燃料噴射するメイン噴射の噴射圧力とを独自に制御でき、パイロット噴射とメイン噴射とで各々最適な噴射圧力を設定することができる。

10

【0048】

請求項5に係る発明の燃料噴射装置は、請求項1乃至請求項4の何れか1項に記載の燃料噴射装置において、前記ピストン制御弁の非作動時に前記シリンダ内の圧力を所定圧力に調整する残圧調整手段を設けた、ことを特徴としている。

【0049】

請求項5記載の燃料噴射装置では、残圧調整手段によって、ピストン制御弁の非作動時にシリンダ内の圧力が所定圧力に調整される。

【0050】

ここで、前述した「請求項2」について説明した如く、ピストン制御弁のバルブシート部前後の（シート部上流側と下流側の）差圧が大きいときには、キャビテーションが発生し易い。この点、請求項5記載の燃料噴射装置では、残圧調整手段によって、ピストン制御弁の非作動時にシリンダ内の圧力が所定圧力に調整されるため（増圧器の大径ピストン側のシリンダ内が所定圧力で維持されるため）、前記シート部前後の（シート部上流側と下流側の）差圧を小さくすることができ、当該ピストン制御弁を作動させた直後であってもキャビテーションの発生を防止することができる。このため、バルブシート部で発生するキャビテーションに起因した部材浸食を防止することができ、信頼性及び耐久性が大幅に向上する。

20

【0051】

請求項6に係る発明の燃料噴射装置は、燃料噴射ノズル内の燃料溜に主油路を介して連通され、燃料加圧ポンプから圧送される燃料油を所定の圧力にして蓄圧する蓄圧器と、前記燃料噴射ノズルと蓄圧器とを連通する前記主油路の途中に設けられ、前記燃料噴射ノズル側から前記蓄圧器側への燃料圧力流出を遮断する圧力遮断弁と、前記燃料噴射ノズルと蓄圧器とを連通する前記主油路の前記圧力遮断弁よりも下流側において連通する噴射制御用油室と、前記噴射制御用油室に設けられ、前記噴射制御用油室に燃料油圧を作用させることにより前記燃料噴射ノズル内のニードル弁を閉止せしめ、前記噴射制御用油室の燃料油を除去することにより前記ニードル弁を開放して燃料噴射を履行せしめる噴射制御弁と、シリンダ及びピストンを有し、前記燃料噴射ノズルと蓄圧器とを連通する前記主油路の前記圧力遮断弁よりも下流側において前記噴射制御用油室に連通する増圧器と、前記蓄圧器からの燃料を前記シリンダ内へ流入させることによりまたは前記シリンダ内の燃料を流出させることにより前記増圧器のピストンを移動させて、前記圧力遮断弁よりも下流側の燃料圧力を増大せしめるピストン制御弁と、を備えた燃料噴射装置において、前記ピストン制御弁の非作動時に前記シリンダ内の圧力を所定圧力に調整する残圧調整手段を設けた、ことを特徴としている。

30

40

【0052】

請求項6記載の燃料噴射装置では、前述した請求項1記載の燃料噴射装置と同様に、蓄圧器噴射系（コモンレールインジェクタ）と増圧器噴射系（ジャークインジェクタ）とが構成され、基本的に前述した請求項1記載の燃料噴射装置と同様の作用を成し、同様の効果を奏する。

【0053】

50

また特に、請求項 6 記載の燃料噴射装置では、残圧調整手段によって、ピストン制御弁の非作動時にシリンダ内の圧力が所定圧力に調整される。

【0054】

ここで、前述した「請求項 2」について説明した如く、ピストン制御弁のバルブシート部前後の（シート部上流側と下流側の）差圧が大きいときには、キャビテーションが発生し易い。この点、請求項 6 記載の燃料噴射装置では、残圧調整手段によって、ピストン制御弁の非作動時にシリンダ内の圧力が所定圧力に調整されるため（増圧器の大径ピストン側のシリンダ内が所定圧力で維持されるため）、前記シート部前後の（シート部上流側と下流側の）差圧を小さくすることができ、当該ピストン制御弁を作動させた直後であってもキャビテーションの発生を防止することができる。このため、バルブシート部で発生するキャビテーションに起因した部材浸食を防止することができ、信頼性及び耐久性が大幅に向上する。

10

【0055】

請求項 7 に係る発明の燃料噴射装置は、請求項 1 乃至請求項 6 の何れか 1 項に記載の燃料噴射装置において、前記ピストン制御弁の作動時に前記ピストンの移動に伴って前記シリンダ内から排出される燃料を、前記燃料加圧ポンプへ再度供給するための再供給手段を備えたことを特徴としている。

【0056】

請求項 7 記載の燃料噴射装置では、ピストンの移動に伴ってシリンダ内から排出される燃料が、再供給手段によって燃料加圧ポンプへ再度供給される。このため、燃料圧力エネルギーを回収（再利用）することができ、噴射システムの効率を高めることができる。

20

【0057】

【発明の実施の形態】

【第 1 の実施の形態】

図 1 には、本発明の第 1 の実施の形態に係る燃料噴射装置 30 の全体構成が示されている。

【0058】

燃料噴射装置 30 は、蓄圧器（コモンレール）32 を備えている。この蓄圧器 32 は、燃料噴射ノズル 34 内の燃料溜 62 に主油路 36 を介して連通されており、燃料加圧ポンプ 38 から圧送される燃料油をエンジン回転数や負荷に応じて所定の圧力で蓄圧することができる。また、燃料噴射ノズル 34 と蓄圧器 32 とを連通する主油路 36 の途中には、圧力遮断弁 40 が設けられている。この圧力遮断弁 40 は、燃料噴射ノズル 34 の側から蓄圧器 32 の側への燃料圧力の流出を遮断するようになっている。

30

【0059】

さらに、燃料噴射ノズル 34 と蓄圧器 32 とを連通する主油路 36 の圧力遮断弁 40 よりも下流側には、噴射制御用油室 42 がオリフィス 44 を介して連通して設けられている。この噴射制御用油室 42 にはコマンドピストン 46 が収容されており、さらに、コマンドピストン 46 は燃料噴射ノズル 34 内のニードル弁 48 に連携している。これにより、噴射制御用油室 42 内の燃料油圧は、燃料噴射ノズル 34 内のニードル弁 48 を押し付けてノズルシート 50 に着座して保持するように作用している。

40

【0060】

またさらに、噴射制御用油室 42 には噴射制御弁 52 が設けられている。この噴射制御弁 52 は、通常は噴射制御用油室 42 に燃料油圧を作用させることにより前述の如く燃料噴射ノズル 34 内のニードル弁 48 を閉止せしめ、噴射制御用油室 42 内の燃料油を除去することによりニードル弁 48 を開放して燃料噴射を履行せしめるように構成されている。

【0061】

またさらに、燃料噴射ノズル 34 と蓄圧器 32 とを連通する主油路 36 の圧力遮断弁 40 よりも下流側には、増圧器 54 が噴射制御用油室 42 に連通して配置されている。この増圧器 54 は、シリンダ 56 及びピストン 58 を有しており、ピストン 58 が移動することにより、蓄圧器 32 からの燃料油を更に増圧して噴射制御用油室 42 及び燃料噴射ノズル

50

34に送給することができる構成となっている。

【0062】

また、増圧器54にはピストン制御弁60が設けられている。このピストン制御弁60は、増圧器54の大径側のピストン58に対応して蓄圧器32からの油路64に設けられており、油路64を介して蓄圧器32から送給される燃料油をシリンダ56内へ流入させることによりピストン58を移動させて、圧力遮断弁40よりも下流側の燃料圧力を増大せしめることができる構成である。

【0063】

なお、ピストン制御弁60が設けられたシリンダ56（大径側のピストン58に対応する部位）は、オリフィス59を介して大気には開放している。

10

【0064】

さらに、図2に詳細に示す如く、ピストン制御弁60の先端部分には、流量変更手段としての突起61が設けられている。この突起61は、ピストン制御弁60の移動に伴ってシリンダ56への燃料流路57の実質的な開口面積を変更することができる構成である（突起61によって、「燃料流路面積可変機能」を具備したオリフィス制御をする構成である）。これにより、ピストン制御弁60によりシリンダ56内へ流入される燃料油の流入量を制御することができるようになっている。

【0065】

なお、ピストン制御弁60の移動（リフト）は、電磁力、あるいはPZTアクチュエータや超磁歪素子を用いて位置制御を行うことで実現できる。さらに、ピストン制御弁60の移動（リフト）を途中で（中間位置で）止めるように位置制御を行えば更に有効となる。

20

【0066】

次に、本実施の形態の作用を説明する。

【0067】

上記構成の燃料噴射装置30では、蓄圧器32、圧力遮断弁40、噴射制御用油室42、噴射制御弁52、増圧器54、及びピストン制御弁60を備えている。増圧器54には、蓄圧器32からの（コモンレール圧の）燃料油が供給され、ピストン58が移動することでこれが増圧される。またここで、燃料噴射ノズル34に対して、「蓄圧器32、圧力遮断弁40、噴射制御用油室42、噴射制御弁52」によって蓄圧器噴射系（コモンレールインジェクタ）が構成され、しかも、この蓄圧器噴射系と並列に増圧器54が配置された構成となっている。換言すれば、燃料噴射ノズル34に対して、「増圧器54、ピストン制御弁60、噴射制御用油室42、噴射制御弁52」によって増圧器噴射系（ジャークインジェクタ）が構成される。

30

【0068】

ここで、

1) 蓄圧器噴射系（コモンレールインジェクタ）によって燃料を噴射する場合
噴射開始前においては、噴射制御弁52を閉状態に維持して噴射制御用油室42内の圧力を蓄圧器32内の圧力（コモンレール圧）と等しくする。これにより、燃料噴射ノズル34内のニードル弁48はコマンドピストン58を介してノズルシート50に押し付けられ、ニードル弁48は閉止状態で保持される。

40

【0069】

燃料油を噴射する際には、ピストン制御弁60を閉状態とすることで増圧器54を不作動状態とし、さらに、蓄圧器32からの燃料油が圧力遮断弁40を介して燃料噴射ノズル34内の燃料溜62に圧送される。このとき、噴射制御弁52を開弁することによって噴射制御用油室42の燃料油を除去すると、燃料噴射ノズル34内のニードル弁48を閉止する圧力が減少し、一方、燃料噴射ノズル34内（燃料溜62）は前記コモンレール圧が保たれる。これにより、燃料噴射ノズル34内のニードル弁48が開放されて、蓄圧器32からの燃料油が直接（そのまま）燃料噴射ノズル34から噴射される。

【0070】

燃料噴射を終了する際には、再び噴射制御弁52を閉弁することで噴射制御用油室42の

50

圧力をコモンレール圧と等しくする。これによって、燃料噴射ノズル 3 4 内のニードル弁 4 8 が再びコマンドピストン 5 8 を介して閉止方向に押し付けられてノズルシート 5 0 に着座して保持され、燃料噴射が終了する。

2) 増圧器噴射系 (ジャークインジェクタ) によって燃料を噴射する場合
噴射開始前においては、噴射制御弁 5 2 を閉弁状態に維持して噴射制御用油室 4 2 内の圧力を蓄圧器 3 2 内の圧力 (コモンレール圧) と等しくする。これにより、燃料噴射ノズル 3 4 内のニードル弁 4 8 はコマンドピストン 5 8 を介してノズルシート 5 0 に押し付けられ、ニードル弁 4 8 は閉止状態で保持される。

【0071】

燃料油を噴射する際には、ピストン制御弁 6 0 を開放することで増圧器 5 4 (シリンダ 5 6) 内へ燃料油を流入させる。これにより、ピストン 5 8 が移動して燃料圧力が増圧される。すると、増圧器 5 4 によって加圧された燃料油は燃料噴射ノズル 3 4 内の燃料溜 6 2 及び噴射制御用油室 4 2 に圧送される。なお、この状態では、圧力遮断弁 4 0 が働き、増圧された燃料油が蓄圧器 3 2 側に流出するのを防止している。さらに、増圧された燃料油が所定の圧力に達したとき、噴射制御弁 5 2 によって噴射制御用油室 4 2 の燃料油を除去することで、燃料噴射ノズル 3 4 内のニードル弁 4 8 を閉止する圧力が減少し、一方、燃料噴射ノズル 3 4 内 (燃料溜 6 2) は前記増圧器 5 4 によって加圧された燃料油の圧力が作用している。これにより、燃料噴射ノズル 3 4 内のニードル弁 4 8 が開放されて、増圧器 5 4 にて増圧された燃料油が燃料噴射ノズル 3 4 から噴射される。

【0072】

燃料噴射を終了する際には、再び噴射制御弁 5 2 によって噴射制御用油室 4 2 の圧力を燃料噴射ノズル 3 4 内 (燃料溜 6 2) の圧力と等しくする。これによって、燃料噴射ノズル 3 4 内のニードル弁 4 8 が閉止方向に押し付けられてノズルシート 5 0 に着座して保持され、燃料噴射が終了する。

【0073】

さらに、次ぎの噴射に備えて増圧器 5 4 のピストン制御弁 6 0 を閉じて増圧器 5 4 (シリンダ 5 6) 内の燃料をオリフィス 5 9 を介して大気へ開放し、ピストン 5 8 を再び元の位置に移動させる。これに伴って圧力遮断弁 4 0 よりも下流の燃料圧がコモンレール圧以下になると速やかに圧力遮断弁 4 0 が開放して、ほぼコモンレール圧と等しい燃料圧力になる。

【0074】

このように、本実施の形態に係る燃料噴射装置 3 0 では、蓄圧器 3 2 からの燃料油をそのまま燃料噴射ノズル 3 4 に送って噴射する低圧噴射と、増圧器 5 4 にて更に加圧した燃料油を燃料噴射ノズル 3 4 に送って噴射する高圧噴射と、を切替制御して燃料噴射することができる。したがって、燃料噴射装置 3 0 は、基本的に以下の効果を奏するものである。

【0075】

△1▽ 増圧器 5 4 には蓄圧器 3 2 からの (コモンレール圧) の燃料が供給され、これを増圧して噴射するので、従来のコモンレール噴射系による噴射圧を大幅に越える超高噴射圧化 (例えば、最大噴射圧 300 MPa) を実現できる。したがって、高エンジン回転数、高負荷時においても適切な噴射期間内に燃料を噴射することができ、より高速化が図れると共に、良好な燃焼が可能となって、低エミッションで高出力なエンジンを実現できる。

【0076】

また、燃料噴射ノズルの噴口径の小径化による噴霧貫徹力の減少を噴射圧の超高压化によって補うことが可能であり、これによって、燃焼室内の酸素を有効に活用することができるので、高回転数においてもスモーク排出が少ない良好な燃焼状態を実現できる。

【0077】

さらに、超高噴射圧力を常時蓄圧する必要がないため、所定の高噴射圧を常時蓄圧する従来のコモンレール噴射系と比較して、噴射系の強度の点から有利であり、低コスト化を図ることもできる。

10

20

30

40

50

【0078】

△2▽ 蓄圧器噴射系（コモンレールインジェクタ）と増圧器54が並列配置されており、圧力遮断弁40より下流の燃料圧力がコモンレール圧以下になると、蓄圧器32から燃料が補給される構造であるので、高回転数、高負荷時にアフター噴射する場合においてもコモンレール圧以下の低圧で燃料が噴射されることがない。これによって、良好な微粒化状態の噴霧がアフター噴射されるので、アフター噴射された燃料自身がスモークの発生原因になることがなく、アフター噴射された燃料が燃焼場を攪乱することによる燃焼促進効果を最大限に引き出すことができる。

【0079】

また、低圧噴射と高圧噴射とを切替制御して燃料噴射することができるため、パイロット噴射、メイン噴射、及びアフター噴射で各々最適な噴射圧力を設定することができる。

10

【0080】

さらに、コモンレール圧での噴射と、増圧器54を作動させた噴射とを自在に組み合わせで噴射することが可能であり、噴射パターンの自由度が大きい。

【0081】

△3▽ 蓄圧器噴射系（コモンレールインジェクタ）と増圧器54が並列配置されており、圧力遮断弁40より下流の燃料圧力がコモンレール圧以下になると、蓄圧器32から燃料が補給される構造であるので、燃料圧力が燃料の蒸気圧以下になることがないため、キャビテーション発生による油路のエロージョンの心配がなく、耐久性が格段に向上する。

【0082】

△4▽ 蓄圧器噴射系（コモンレールインジェクタ）と増圧器54が並列配置されているので、蓄圧器32と増圧器54との間が遮断された状態で仮に増圧器54が故障してもコモンレール圧で噴射できる。このため、エンジンが突然に停止することがない。

20

【0083】

またここで、本第1の実施の形態に係る燃料噴射装置30では、前述の如く低圧噴射と高圧噴射とを切替制御して燃料噴射することができるため、パイロット噴射、メイン噴射、及びアフター噴射で各々最適な噴射圧力を設定することができ、しかも、コモンレール圧での噴射と増圧器54を作動させた噴射とを自在に組み合わせで噴射することが可能であり、種々の噴射パターンで燃料噴射することができるが、更に、ピストン制御弁60によりシリンダ56内へ流入される燃料の流量を変更可能な流量変更手段としての突起61が設けられているため、シリンダ56への燃料流路57の面積（流路の実質的な開口面積）を変更することで（オリフィス制御をすることで）燃料油の流入量を制御することにより、燃料噴射ノズル34から噴射される燃料の噴射率を制御することが可能となり、任意の噴射パターンで燃料噴射することができる。

30

【0084】

すなわち、当該燃料噴射装置30によれば、燃料噴射するに際して、ピストン制御弁60が移動されると、このピストン制御弁60の移動量（リフト量）に応じて、シリンダ56の燃料流路57の実質的な開口面積が突起61によって変更される。シリンダ56の燃料流路57の開口面積が変更されると、シリンダ56内への燃料の流入量に変更されてピストン58の移動速度（変位速度）が変更され、燃料噴射ノズル34に送る燃料の増圧速度、すなわち燃料噴射ノズル34から噴射される燃料の噴射率を任意に設定することが可能になる。したがって、非常に自由度の高い燃料噴射パターンを実現できる。

40

【0085】

例えば、増圧器54下流の燃料を急峻に増圧する場合には、ピストン制御弁60のリフト量を大きくして燃料流路57の開口面積を大きくする。これによって、シリンダ56内の圧力が急速に増加するので、ピストン58の変位速度が速くなり、急峻な圧力上昇を得ることができる。一方、増圧器54下流の燃料を緩やかに増圧する場合には、ピストン制御弁60のリフト量を小さくして燃料流路57の開口面積を小さくする。これによって、シリンダ56内の圧力が緩やかに増加するので、ピストン58の変位速度が遅くなり、緩やかな圧力上昇を得ることができる。

50

【0086】

したがって、例えば、図3 (A) 及び図3 (B) に示す如く、増圧器54下流の燃料圧力の上昇率が時間と共に増加する特性に設定することができる。

【0087】

換言すれば、燃料噴射するに際して、燃料噴射ノズル34から噴射される燃料の最適な噴射率（例えば、エンジン回転数や負荷状態に応じた最適なパイロット噴射やメイン噴射の噴射率）に応じて突起61の形状等を設定しておけば、ニードル弁48が開放されて燃料噴射が履行される際に前記最適な噴射率で燃料噴射を履行することができる。しかも、ピストン制御弁60をPZTアクチュエータや超磁歪素子を用いて位置制御（駆動）を行う構成とすれば、ピストン制御弁60のリフト速度を自在に変化させたり、ピストン制御弁60の移動（リフト）を途中で（中間位置で）止めるように位置制御を行うことができるため、シリンダ56の燃料流路57の開口面積の変化速度、すなわちシリンダ56内への燃料の流入量の変化速度、すなわち燃料噴射ノズル34に送る燃料の増圧速度、すなわち燃料噴射ノズル34から噴射される燃料の噴射率を任意に設定することが可能になる。

10

【0088】

これにより、例えば、図4に示す燃料噴射パターンの如く、パイロット噴射、メイン噴射、及びアフター噴射を行うマルチ噴射を実施する場合に、ブーツ噴射期間終了後圧力増加率（ $\theta 1$ ）、最高噴射圧到達直前圧力増加率（ $\theta 2$ ）、メイン噴射終了時の圧力低下率（ $\theta 3$ ）等を、エンジン回転数や負荷状態に応じた最適な燃料噴射パターンとなるように自由に制御（設定あるいは変更して履行）することができる。

20

【0089】

すなわち、噴射圧力の傾き（特に、前述した図4に示す燃料噴射パターンの最高噴射圧到達直前圧力上昇率（ $\theta 2$ ）、メイン噴射終了時の圧力低下率（ $\theta 3$ ）について）これを変更する場合に、噴射圧力が上がるか、定常か、下がるかは、ピストン58より送り出される燃料量と燃料噴射ノズル34より噴出される燃料量の兼ね合いで決まる。ピストン58から送り出される燃料量が噴出される燃料量より多ければ、噴射圧力が上がっていく。ピストン58から送り出される量と燃料噴射ノズル34から噴出される燃料量が同じであれば、噴射圧力は定常になる。一方、ピストン58から送り出される燃料量が噴出される燃料量より少なければ、噴射圧力は下がっていく。

30

【0090】

このように、ピストン制御弁60（突起61）によってシリンダ56への燃料流路57の面積（流路の実質的な開口面積）を変更することで行う開口面積制御では、噴射圧力の増加率と低下率を直接的に変化させることができ、また、最高噴射圧力は、噴射圧力の増加率に伴って変化する。

【0091】

ここで、図5乃至図7には、前述した図4に示す燃料噴射パターンでマルチ噴射を実施する場合に、ピストン制御弁60によりシリンダ56の燃料流路57の面積を変更することで、噴射率を設定する方法が概略的な線図にて示されている。この場合、図5は、ブーツ噴射期間終了後圧力上昇率（ $\theta 1$ ）を変更するパターンが示されており、図6は、最高噴射圧到達直前圧力上昇率（ $\theta 2$ ）を変更するパターンが示されており、図7は、メイン噴射終了時の圧力低下率（ $\theta 3$ ）を変更するパターンが示されている。

40

【0092】

このように、本第1の実施の形態に係る燃料噴射装置30では、ピストン制御弁60によってシリンダ56への燃料流路57の面積（流路の実質的な開口面積）を変更することで燃料油の流入量を制御することにより（ピストン制御弁60の移動量及び移動時期を調整することで）、燃料噴射ノズル34から噴射される燃料の噴射率を任意に設定（変更）することができる（燃料の噴射率に基づいた燃料噴射パターンの自由度が拡大する）。

【0093】

また特に、この燃料噴射装置30では、ピストン制御弁60によりシリンダ56の燃料流路57の面積を変更してシリンダ56内への燃料の流入量を変更してピストン58の移動

50

速度（変位速度）を変更する構成であるため、仮に最高噴射圧力が低い場合でも噴射圧力増加率を高く設定することができる。

【0094】

またさらに、以上の説明においては「メイン噴射」について記載したが、「アフター噴射」についても同様にピストン制御弁60によってシリンダ56の燃料流路面積を変更・制御することで、噴射圧力の増加率、低下率の制御、圧力の制御が可能である。

【0095】

なおこの場合、通常はアフター噴射の量はメイン噴射の量に比べて非常に少ない。例えば、1回当たりの噴射量が1～2立方ミリメートルということもある。その場合には、燃料噴射ノズル34のニードル弁48のリフトがシートチョーク期間ということもあり、明確に噴射圧力の増加率、低下率を変更できているかの判別は難しい。しかしながら、このような極小噴射量の場合でも、前記開口面積制御によってアフター噴射の圧力を制御することが可能である。このことはすなわち、噴射圧力の増加率もしくは低下率の制御が成されていることに他ならない。また、アフター噴射の量がメイン噴射量の5%以上あるならば、この場合は一般にスプリット噴射と呼ばれる。このスプリット噴射の場合にも、メイン噴射の時と同様に、前記開口面積制御によって噴射圧力の増加率、低下率、最高噴射圧力の制御が可能である。

【0096】

このように、本第1の実施の形態に係る燃料噴射装置30によれば、ピストン制御弁60によってシリンダ56への燃料流路57の開口面積を変更することで燃料油の流入量を制御することにより、燃料噴射ノズル34から噴射される燃料の噴射率を任意に設定（変更）することができる（燃料の噴射率に基づいた燃料噴射パターンの自由度が拡大する）。

【0097】

これにより、本燃料噴射装置30によれば、以下の効果を奏するものである。

△1▽ 一般的に、ディーゼル燃焼では、図8（A）に示す如く、燃料噴射が開始してから着火までに幾らかの時間（着火遅れ期間）を有する。燃料噴射パターンが蓄圧器噴射系（コモンレールインジェクタ）による矩形噴射率の場合には、前記着火遅れ期間中に多量の燃料が噴射され、この着火遅れ期間中に噴射された多量の燃料が一度に燃焼するため、 NO_x 及び騒音の増加を招くことになる。

【0098】

これに対し、本燃料噴射装置30によって、図8（B）に示す如く、初期噴射率を抑制した燃料噴射パターンで燃料噴射すれば、 NO_x 及び騒音が低い良好な燃焼とすることができる。

△2▽ 機関の全負荷条件では、燃料噴射時期と噴射量は機関の強度を確保するために最大筒内圧によって制限される。ここで、燃料噴射パターンが蓄圧器噴射系（コモンレールインジェクタ）による矩形噴射率の場合には、図9（A）に示す如く、初期の燃焼量が多く、噴射時期を進めることができない。

【0099】

これに対し、本燃料噴射装置30によって、図9（B）に示す如く、初期噴射率を抑制した燃料噴射パターンとすれば、噴射時期を進めることができ、多量の燃料を噴射できるので、高トルクを得ることができる。しかも、このとき NO_x 及び騒音を低減することもできる。

△3▽ 通常の蓄圧器噴射系（コモンレールインジェクタ）によってマルチ噴射を行う場合には、各噴射（パイロット噴射、メイン噴射、アフター噴射、ポスト噴射等）は全て同じ圧力で行われる。しかし、実際にはそれぞれの噴射に最適な圧力がある。本燃料噴射方法による燃料噴射では、マルチ噴射を行う場合に各噴射をそれぞれに最適とできるので、排気特性が向上し騒音が低減する。

【0100】

例えば、パイロット噴射の圧力が高すぎると、燃料の壁面付着による未燃HCの増加、オイル希釈などの問題を生じる。また、微少量噴射時の制御性が悪く、近接パイロット噴射

10

20

30

40

50

時にはパイロット燃焼が激しくて騒音低減効果が十分に得られない、等の問題がある。逆に、パイロット噴射の圧力が低すぎると、微粒化の悪化による騒音低減効果の減少や、スモークの増加が問題となる。

【0101】

これに対し、本燃料噴射装置30では、パイロット噴射の圧力をメイン噴射とは別に独自に設定できるので、パイロット噴射の効果が向上する。

【0102】

またここで、一般的に、「ピストン制御弁」の弁形式としては、図10(A)または図10(B)に示す如く、平面座形式のものが知られており、その有効流路横断面積はバルブシート部で規定される。すなわち、当該平面座形式の制御弁は、バルブのリフト量(移動量)を制御することでバルブシート部における横断面積を調整する構成(所謂、シート部面積制御)である。

【0103】

これに対し、本第1の実施の形態に係る燃料噴射装置30では、前述の如きバルブシート部における横断面積を調整する(シート部面積制御)ではなく、ピストン制御弁60の移動に伴って燃料流路57の面積を変更する突起61、すなわち、燃料流路57(オリフィス)に臨むピストン制御弁60に突起61を設け、このピストン制御弁60の移動量(リフト量)に応じて、突起61の位置が変更されることで燃料流路57の面積を変更するという「燃料流路面積可変機能」を具備した構成(所謂、オリフィス制御)である。

【0104】

したがって、前述の如きバルブシート部における横断面積を調整する一般的な構成のもの(シート部面積制御)では、バルブのリフト量(移動量)に対してバルブシート部における横断面積はリニアに変化するのに対し、本第1の実施の形態に係る燃料噴射装置30では、前記「突起61」の形状を種々好適に設定することにより、ピストン制御弁60の移動量(リフト量)に対する燃料流路57の面積の変化を自在に設定することができる。これにより、燃料噴射ノズル34から噴射される燃料の噴射率を任意に設定することが可能になり、極めて自由度の高い燃料噴射パターンを実現できる。

【0105】

このため、本第1の実施の形態に係る燃料噴射装置30では、以下の特有の優れた効果を奏する。

1) 噴射圧設定精度の向上

前述の如くバルブシート部における横断面積を調整する一般的な構成のもの(シート部面積制御)では、図11に線Bにて示す如く、バルブのリフト量(移動量)に対してバルブシート部における横断面積がリニアに変化する構成であり、バルブのリフト量の設定精度がバルブシート部における横断面積の設定精度ということになる(バルブシート部における横断面積の設定精度は、一義的に、バルブのリフト量の設定精度に依存する)。

【0106】

ここで、本出願人は、シミュレーションによって、増圧器噴射系(ジャークインジェクタ)によって燃料噴射する際に、ピストン制御弁60により増圧器54のシリンダ56内へ流入される燃料圧力(増圧器54の作動圧、すなわちコモンレール圧)より僅かに高い噴射圧で噴射する場合には、増圧器54のシリンダ56への燃料流入量を、前記一般的な構成のバルブの開放による流入量よりも、少なくしたほうが、噴射圧の設定精度を高めることができるという知見を得た。そこで、このような場合においては、図11に線Aにて示す如く、ピストン制御弁60の移動量(リフト量)に対する燃料流路57の面積の関係を、少ない移動量時(小リフト量時)ほど燃料流路57の面積の変化が少なくなる構成とすることによって、ピストン制御弁60の移動量(リフト量)の設定目標値からのズレXに対する燃料流路面積のズレを小さくすることができる(一般的な構成のバルブのズレ量Zに対し、本実施の形態においてはズレ量Yであり、 $Y < Z$)。換言すれば、得たい燃料流路面積に対してピストン制御弁60の移動量(リフト量)の目標値の幅が広がることになる、すなわち、ピストン制御弁60の移動量(リフト量)が設定目標値から多少ズレて

いても、燃料流路面積に対する影響は僅かになる。したがって、噴射圧（ピストン制御弁 60 の燃料流路面積）の設定精度を高めることができる。

2) バルブシート部の耐久性の向上

前述した如くバルブシート部における横断面積を調整する一般的な構成のもの（シート部面積制御）では、バルブシート部（その開口）が最小流路面積になる。ここで、このような構成のものにおいては、当該バルブが非作動時（バルブがシート部に着座時）には、シート部上流側の圧力はその作動圧（すなわち、コモンレール圧）であり、シート部下流側（増圧器のピストン大径側）は、例えば大気圧である。この状態から当該バルブを作動させて増圧器のピストン大径側（シリンダの 1 次チャンバ）に燃料を流入させると、シート部前後の（シート部上流側と下流側の）差圧は、当該バルブを作動させた直後が最も大きい（すなわち、「作動圧－大気圧」）。このように前記差圧が大きいときには、キャビテーションが発生し易い。このキャビテーションは、バルブシート部で発生するため、当該部分が浸食されてシート不良を引き起こすことになる。このようなシート不良は、装置の増圧機能を損なう重大かつ致命的な問題である。

10

20

30

40

50

【0107】

これに対し、本第 1 の実施の形態に係る燃料噴射装置 30 では、ピストン制御弁 60 の「突起 61」の形状を適切に設定し、ピストン制御弁 60 の移動量（リフト量）が少ない時には燃料流路 57 の面積が、バルブシート部（燃料流路 57）の開口面積（前記最小流路面積）よりも更に小さくなるように構成できる。したがって、これにより前記シート部前後の（シート部上流側と下流側の）差圧を小さくすることができ、当該ピストン制御弁 60 を作動させた直後であってもキャビテーションの発生を防止することができる。このため、バルブシート部で発生するキャビテーションに起因した部材浸食を防止することができ、信頼性及び耐久性が大幅に向上する。

【0108】

ここで、図 12 (A) 及び図 12 (B) には、ピストン制御弁 60 の移動量（リフト量）と突起 61 による燃料流路面積との関係の設定例が示されている。各図において、線 B は、バルブシート部における横断面積を調整する一般的な構成のものである。また、図 12 (A) の線 A には、ピストン制御弁 60 の移動（リフト）と共に燃料流路 57 の面積が滑らかに変化する設定例を示しており、図 12 (B) の線 C には、ピストン制御弁 60 の移動量（リフト量）が小さいときに（ある範囲で）燃料流路 57 の面積が一定に保たれる領域をもたせた設定例を示している。このような構成とすることによって、キャビテーションが発生し易いピストン制御弁 60 の移動初期の燃料流路 57 の面積が、バルブシート部の開口面積（前記最小流路面積）と同じになることを防止でき（更に小さくなるように構成でき）、これにより、当該ピストン制御弁 60 を作動させた直後であってもキャビテーションの発生を防止することができ、バルブシート部で発生するキャビテーションに起因した部材浸食を防止することができ、信頼性及び耐久性が大幅に向上する。

3) 増圧器 54 の大径ピストン 58 側のシリンダ 56 容積の低減（小型化）

本第 1 の実施の形態に係る燃料噴射装置 30 では、燃料流路 57（オリフィス）に臨むようにピストン制御弁 60 に突起 61 を設けた構成であるため、増圧器 54 の大径ピストン 58 側のシリンダ 56 容積（図 2 において、大径ピストン 58 上方に形成される容積）を低減（小型化）することができる。

【0109】

前記「2) バルブシート部の耐久性の向上」にて記載した如く、ピストン制御弁 60 の移動量（リフト量）が少ない時に燃料流路 57 の面積が極めて小さくなるように構成した場合に、仮に増圧器 54 の大径ピストン 58 側のシリンダ 56 容積が大きいと、当該シリンダ 56 容積内の圧力上昇が緩慢になり過ぎることがある。この点、ピストン制御弁 60 に設けた突起 61 によって当該シリンダ 56 容積を低減することができるため、バルブシート部におけるキャビテーション防止のために燃料流路 57 の面積をかなり小さく設定しても、当該シリンダ 56 容積内の適切な圧力上昇を得ることができる。

4) NO_x、騒音の低減、及び高出力化

本第1の実施の形態に係る燃料噴射装置30では、前述した如くピストン制御弁60の移動量（リフト量）と突起61による燃料流路面積との関係を好適に設定することで、機関のクランク角に対する増圧器54の燃料圧力上昇履歴を任意に設定できるが、更に、ピストン制御弁60と噴射制御弁52の作動の位相差を制御することで（ピストン制御弁60を作動させる時期と噴射制御弁52を作動させて噴射を開始するタイミングを制御することで）、 NO_x 、及び騒音を低減できると共に、高出力化を図ることができる。

【0110】

すなわち、図13（A）に示す如く、「クランク角—増圧器54のピストン58位置」の関係が、横断面積を調整する一般的な構成の制御バルブと、本第1の実施の形態に係るピストン制御弁60とで共に同じであったとしても、図13（B）に線Aにて示す如く、本第1の実施の形態に係るピストン制御弁60では、「突起61」の形状を適切に設定することでクランク角に対して燃料流路57の開口面積が緩やかに増加する特性に設定できる。このため、図13（C）に線Aにて示す如く、機関のクランク角に対する増圧器54の燃料圧力上昇履歴が緩やかに増加する特性に設定できる。

【0111】

ここで、前述の如くピストン制御弁60を作動させる時期と噴射制御弁52を作動させて噴射を開始するタイミングを制御することで、例えば、低速時にはタイミング T_1 にて噴射制御弁52を作動させれば、図13（D）に線Aにて示す如く、初期噴射率を低減して燃料噴射を履行することができ、 NO_x 及び騒音を低減することができる。また、例えば、高速時や高負荷時にはタイミング T_2 にて噴射制御弁52を作動させれば、図13（E）に線Aにて示す如く、過大な噴射期間での噴射を抑制することができ、高出力化を図ることができる。

【0112】

なお、図13においては、横断面積を調整する一般的な構成の制御バルブの特性を破線にて示してある。

【0113】

以上説明した如く、本第1の実施の形態に係る燃料噴射装置30では、従来に比べて大幅に高い超高噴射圧によって燃料を噴射することができると共に最高噴射圧が蓄圧器32の燃料圧力によって一義的に決定されることが無くて良好な燃焼、排気特性を実現でき、しかも、任意の燃料噴射パターンで燃料噴射を行うことが可能となる（燃料の噴射率に基づいた燃料噴射パターンの自由度が拡大する）。

【0114】

次に、本発明の他の実施の形態を説明する。なお、前記第1の実施の形態と基本的に同一の部品には前記第1の実施の形態と同一の符号を付与し、その説明を省略する。

〔第2の実施の形態〕

図14には、本発明の第2の実施の形態に係る燃料噴射装置70の主要部分の構成が示されている。

【0115】

燃料噴射装置70では、ピストン制御弁60の先端部分に、流量変更手段としての突起72が設けられている。この突起72は、2段の段付き形状とされており、ピストン制御弁60の移動に伴ってシリンダ56の燃料流路57の実質的な開口面積を変更することができる構成である。これにより、ピストン制御弁60によりシリンダ56内へ流入される燃料油の流入量を制御することができるようになっている。

【0116】

この燃料噴射装置70においては、図15（A）及び図15（B）に示す如く、増圧器54下流の燃料圧力の上昇率が時間と共に増加する特性に設定することができる。したがって、前述した第1の実施の形態に係る燃料噴射装置30と同様に、燃料噴射ノズル34から噴射される燃料の噴射率を任意に設定することが可能になり、第1の実施の形態に係る燃料噴射装置30と同様の効果を奏する。

〔第3の実施の形態〕

図16には、本発明の第3の実施の形態に係る燃料噴射装置80の全体構成が示されている。

【0117】

燃料噴射装置80では、ピストン制御弁60について、増圧器54の小径側のピストン58に対応して設けられており、シリンダ56内の燃料油を流出させることによりピストン58を移動させて、圧力遮断弁40よりも下流側の燃料圧力を増大せしめることができる構成である。

【0118】

すなわち、前述した第1及び第2の実施の形態においては、ピストン制御弁60について、シリンダ56への燃料流路57の実質的な開口面積を変更することで燃料油の流入量を制御することにより、燃料噴射ノズル34から噴射される燃料の噴射率を任意に設定（変更）する構成としたが、第3の実施の形態に係る燃料噴射装置80では、ピストン制御弁60について、シリンダ56の燃料流路（流出路）の開口面積を変更することで燃料油のシリンダ56からの流出量を制御するように構成し、これにより、燃料噴射ノズル34から噴射される燃料の噴射率を任意に設定（変更）することができる構成となっている。

【0119】

この場合であっても、前記第1及び第2の実施の形態と同様の種々の燃料噴射パターンを設定することができ、同様の作用・効果を奏する。

【第4の実施の形態】

図17には、本発明の第4の実施の形態に係る燃料噴射装置90の主要部分の構成が示されている。

【0120】

燃料噴射装置90では、ピストン制御弁60について、流量変更手段としての固定オリフィス92及び可動オリフィス94が設けられている。この固定オリフィス92は、ピストン制御弁60の油室63に連通している。また、可動オリフィス94は、固定オリフィス92の外周に重なり合って連通して設けられており、しかも、移動することで固定オリフィス92との重合度合いが変更される構成となっている。さらに、可動オリフィス94は、移動手段としてのエンジンガバナー96に接続されており、エンジン回転数の二乗の油圧を作用させて可動オリフィス94を移動させるように構成されている。

【0121】

この燃料噴射装置90では、燃料噴射するに際して、エンジンガバナー96によってエンジン回転数の二乗の油圧が作用された可動オリフィス94が移動される。これにより、可動オリフィス94と固定オリフィス92との重合度合いが変更され、当該オリフィスの実質的な開口面積が変更される。

【0122】

この場合、図18（A）及び図18（B）に示す如く、可動オリフィス94の移動量は、概ね作用する油圧すなわちエンジン回転数の二乗に比例する。したがって、エンジン回転数が高いほど可動オリフィス94と固定オリフィス92との重合度合いが大きくなり、ピストン制御弁60の油室63に流入する燃料油の有効流路面積が大きくなる。これにより、ピストン制御弁60によってシリンダ56内へ流入する燃料圧力（その上昇率）が変更されて、ピストン58の移動速度を変更することが可能になる。

【0123】

この場合、可動オリフィス94と固定オリフィス92の形状を適宜に設定したり（例えば、矩形、円形、台形等）その数を変えることによって、例えばエンジン回転数に対する当該流路の有効開口面積の関係を自在に設定することができる。

【0124】

換言すれば、燃料噴射ノズル34から噴射される燃料の最適な噴射率（例えば、エンジン回転数や負荷状態に応じた最適なパイロット噴射やメイン噴射の噴射率）に応じて、固定オリフィス92及び可動オリフィス94の形状やエンジンガバナー96等による可動オリフィス94の移動速度等を設定しておけば、ニードル弁48が開放されて燃料噴射が履行

される際に前記最適な噴射率で燃料噴射を履行することができる。したがって、非常に自由度の高い燃料噴射パターンを実現できる。

【0125】

このように、燃料噴射装置90においても、前述した第1の実施の形態に係る燃料噴射装置30と同様に、燃料噴射ノズル34から噴射される燃料の噴射率を任意に設定することが可能になり、第1の実施の形態に係る燃料噴射装置30と同様の効果を奏する。

【0126】

なお、前述の説明では、可動オリフィス94の制御をエンジンガバナー96を利用した油圧で行う構成を示したが、この他に、PZTアクチュエータ、電磁力、あるいは油圧等で、エンジンガバナー96を利用することなく、直接に制御する構成としてもよい。

10

【第5の実施の形態】

図19には、本発明の第5の実施の形態に係る燃料噴射装置100の全体構成が示されている。

【0127】

燃料噴射装置100では、ピストン制御弁60が設けられる蓄圧器32からの油路64に、流量変更手段としての調圧器102が設けられている。

【0128】

この燃料噴射装置100では、燃料噴射するに際して、調圧器102によってシリンダ56への燃料の流入圧力が変更される。これにより、ピストン58の移動速度が変更され、燃料噴射ノズル34から噴射される燃料の噴射率を任意に設定することが可能になる。したがって、非常に自由度の高い燃料噴射パターンを実現できる。

20

【0129】

このように、燃料噴射装置100においても、前述した第1の実施の形態に係る燃料噴射装置30と同様に、燃料噴射ノズル34から噴射される燃料の噴射率を任意に設定することが可能になり、第1の実施の形態に係る燃料噴射装置30と同様の効果を奏する。

【0130】

なお、前述の如く調圧器102を蓄圧器32からの油路64に設けてシリンダ56への燃料の流入圧力を変更する構成とするに限らず、当該調圧器102を増圧器54の小径側のピストン58に対応して設け（シリンダ56からの燃料流出路に設け）、シリンダ56内から流出される燃料油の流出圧力を変更する構成とすることもできる。

30

【第6の実施の形態】

図20には、本発明の第6の実施の形態に係る燃料噴射装置110の全体構成が示されている。

【0131】

この燃料噴射装置110では、ピストン制御弁60が設けられる増圧器54のシリンダ56には、残圧調整手段としての残圧調整弁112が設けられている。この残圧調整弁112は、増圧器54の大径ピストン58側のシリンダ56に、オリフィス114を介して接続されており、ピストン制御弁60の非作動時にシリンダ56（大径ピストン58側）内の圧力を所定圧力に調整することができる。

【0132】

前述した如く、ピストン制御弁60のバルブシート部前後の（シート部上流側と下流側の）差圧が大きいと、当該ピストン制御弁60を作動させた直後にキャビテーションが発生し易い。

40

【0133】

この点、燃料噴射装置110では、残圧調整弁112によって増圧器54の大径ピストン58側のシリンダ56内の圧力を、大気圧まで低下させることなく、所定圧に維持できるため（残圧を確保するため）、ピストン制御弁60のバルブシート部で発生するキャビテーションに起因した部材浸食を防止することができ、信頼性及び耐久性が大幅に向上する。

【0134】

50

なお、本第第6の実施の形態に係る燃料噴射装置110では、残圧調整弁112をオリフィス114を介してシリンダ56に接続した構成（オリフィス114の下流側に残圧調整弁112を配置した構成）としたが、これに限らず、オリフィス114の上流側に残圧調整弁112を配置した構成としてもよい。

【0135】

また、本第6の実施の形態に係る燃料噴射装置110では、ピストン制御弁60を二方弁形式の構成とすると共に残圧調整弁112をピストン制御弁60とは独立して設ける構成としたが、これに限らず、残圧調整弁112をピストン制御弁60と一体化した構成、すなわち、ピストン制御弁60を残圧調整弁としての機能を有した三方弁形式の構成としてもよい。

10

【第7の実施の形態】

図21には、本発明の第7の実施の形態に係る燃料噴射装置120の全体構成が示されている。

【0136】

この燃料噴射装置120は、基本的に、前述した第3の実施の形態に係る燃料噴射装置80（図16）と同様の構成であるが、増圧器54のシリンダ56とピストン制御弁60との間に、オリフィス122及び残圧調整弁124が設けられた構成となっている。これにより、ピストン制御弁60はシリンダ56内の燃料油を流出させることによりピストン58を移動させて、圧力遮断弁40よりも下流側の燃料圧力を増大せしめることができると共に、ピストン制御弁60の非作動時には、残圧調整弁124によってシリンダ56内の圧力を所定圧力に調整することができる。

20

【0137】

この燃料噴射装置120では、残圧調整弁124によって増圧器54のシリンダ56内の圧力を、大気圧まで低下させることなく、所定圧に維持できるため（残圧を確保するため）、キャビテーションに起因した部材浸食を防止することができ、信頼性及び耐久性が大幅に向上する。

【0138】

なお、本第7の実施の形態に係る燃料噴射装置120では、残圧調整弁124を増圧器54のシリンダ56とピストン制御弁60との間に設けた構成（ピストン制御弁60の上流側に残圧調整弁124を配置した構成）としたが、これに限らず、ピストン制御弁60の下流側に残圧調整弁124を配置した構成としてもよい。

30

【0139】

また、本第7の実施の形態に係る燃料噴射装置120では、残圧調整弁124をオリフィス122を介してシリンダ56に接続した構成（オリフィス122の下流側に残圧調整弁124を配置した構成）としたが、これに限らず、オリフィス122の上流側に残圧調整弁124を配置した構成としてもよい。

【0140】

さらに、本第7の実施の形態に係る燃料噴射装置120では、ピストン制御弁60を二方弁形式の構成とすると共に残圧調整弁124をピストン制御弁60とは独立して設ける構成としたが、これに限らず、残圧調整弁124をピストン制御弁60と一体化した構成、すなわち、ピストン制御弁60を残圧調整弁としての機能を有した三方弁形式の構成としてもよい。

40

【第8の実施の形態】

図22には、本発明の第8の実施の形態に係る燃料噴射装置130の全体構成が示されている。

【0141】

この燃料噴射装置130では、次の燃料噴射に備えてピストン制御弁60を閉じて増圧器54のピストン58を再び元の位置に移動させるのに伴ってシリンダ56内から排出される燃料を、燃料加圧ポンプ38へ再度供給するための再供給手段を備えている。

【0142】

50

すなわち、燃料加圧ポンプ38の下流には中圧共通レール132を配置すると共に、この中圧共通レール132には、タンク134からの中圧サプライポンプ136及びフィードポンプ138を接続した構成となっている。また、中圧共通レール132には、圧力調整弁140が設けられている。さらに、増圧器54のシリンダ56にオリフィス143を介して接続された残圧調整弁142は、中圧共通レール132に接続された構成となっている。これにより、残圧調整弁142を介して排出される燃料が、中圧共通レール132に戻されるようになっている。

【0143】

この燃料噴射装置130では、増圧器54のシリンダ56から排出される高圧燃料を大気開放するのではなく、残圧調整弁142を介して中圧共通レール132に戻され、燃料加圧ポンプ38へ再度供給されるため、燃料圧力エネルギーを回収（再利用）することができ、噴射システムの効率を高めることができる。

10

【0144】

なお、圧力調整弁140の如き機械的な構成の弁を中圧共通レール132に設けることにより、中圧共通レール132の圧力を所定圧に維持することができるが、例えば、電気的な制御を実施することにより中圧共通レール132の圧力を蓄圧器（コモンレール）32に対して適切に可変できるように構成すれば、増圧器54のシリンダ56内の残圧を最適に調整することができ、噴射システムの効率をさらに一層高めることができる。

【0145】

また、第8の実施の形態に係る燃料噴射装置130では、残圧調整弁142を設けたことによって、増圧器54のシリンダ56内と中圧共通レール132の間の脈動を効果的に減衰させることができるが、一方、残圧調整弁142を省略して構成することも可能である。

20

【0146】

またさらに、残圧調整弁142は、図示した如き機械的な構成のものに限らず、電気的に作動可能な制御弁とし、増圧器54のシリンダ56内の圧力（もしくは、シリンダ56内と中圧共通レール132の間の差圧）を制御するように構成してもよい。このような電気的に残圧を制御する構成では、増圧器54のシリンダ56内の圧力を、蓄圧器（コモンレール）32の圧力に応じて制御することができ、噴射システムの効率をさらに一層高めることができる。

30

【0147】

さらに、図22に示す例においては、残圧調整弁142は機関の各インジェクタ毎に配置されるように示してあるが、これに限らず、各インジェクタ毎の増圧器54のシリンダ56からの配管（管路）を集合させ、その単一の残圧調整弁142を配置する構成としてもよい。これによって、部品点数を削減でき、コストの低減を図ることができる。

【0148】

また更に、前述した第8の実施の形態に係る燃料噴射装置130では、ピストン制御弁60及び残圧調整弁142が、増圧器54の大径側のピストン58に対応して設けられた構成としたが、これに限らず、当該ピストン制御弁60及び残圧調整弁142を、図21に示す第7の実施の形態に係る燃料噴射装置120の如く、増圧器54の小径側のピストン58に対応して設け、シリンダ56内の燃料油を流出させることによりピストン58を移動させると共に、シリンダ56から排出される高圧燃料を中圧共通レール132に戻す構成としてもよい。

40

〔第9の実施の形態〕

図23には、本発明の第9の実施の形態に係る燃料噴射装置150の全体構成が示されている。

【0149】

この燃料噴射装置150は、基本的に前述した第8の実施の形態に係る燃料噴射装置130と同様の構成であるが、前記フィードポンプ138に接続されるサプライポンプ152をそのまま蓄圧器（コモンレール）32に接続した構成である。

50

【0150】

すなわち、サプライポンプ152は、タンク134（フィードポンプ138）からの低圧燃料を高圧燃料に加圧して中圧共通レール132を介することなくそのまま蓄圧器（コモンレール）32へ供給する構成である。

【0151】

この燃料噴射装置150においても、前述した第8の実施の形態に係る燃料噴射装置130と同様の作用・効果を奏する。

【0152】

なお、前述した「第1の実施の形態」乃至「第9の実施の形態」においては、ピストン制御弁60について、二方弁形式の構成として説明したが、これに限らず、当該ピストン制御弁60を三方弁形式の構成としてもよい。

【0153】

【発明の効果】

以上説明した如く本発明に係る燃料噴射装置は、従来に比べて大幅に高い超高噴射圧によって燃料を噴射することができると共に最高噴射圧が蓄圧器の燃料圧力によって一義的に決定されることが無くて良好な燃焼、排気特性を実現でき、しかも、任意の燃料噴射パターンで燃料噴射を行うことが可能となる（燃料の噴射圧及び噴射率に基づいた燃料噴射パターンの自由度が拡大する）という優れた効果を有している。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施の形態に係る燃料噴射装置の全体構成図である。

【図2】本発明の第1の実施の形態に係る燃料噴射装置の主要部分の構成図である。

【図3】（A）は、本発明の第1の実施の形態に係る燃料噴射装置におけるピストン制御弁の移動量と流路面積の対応関係を示す線図であり、（B）は、本発明の第1の実施の形態に係る燃料噴射装置における増圧器作動開始からの時間と燃料圧力の対応関係を示す線図である。

【図4】本発明の第1の実施の形態に係る燃料噴射装置によって履行することができる任意の燃料噴射パターンの代表例を示す線図である。

【図5】本発明の第1の実施の形態に係る燃料噴射装置によって燃料流路面積を変更することで噴射率を設定する方法の一例を示す概略的な線図である。

【図6】本発明の第1の実施の形態に係る燃料噴射装置によって燃料流路面積を変更することで噴射率を設定する方法の一例を示す概略的な線図である。

【図7】本発明の第1の実施の形態に係る燃料噴射装置によって燃料流路面積を変更することで噴射率を設定する方法の一例を示す概略的な線図である。

【図8】本発明の第1の実施の形態に係る燃料噴射装置によって生じる排気・燃焼騒音への効果を従来と比較して示す線図である。

【図9】本発明の第1の実施の形態に係る燃料噴射装置によって生じる出力への効果を従来と比較して示す線図である。

【図10】一般的な平面座形式のピストン制御弁の構成を示す断面図である。

【図11】本発明の第1の実施の形態に係る燃料噴射装置におけるピストン制御弁の移動量と有効流路面積の対応関係を従来と比較して示す線図である。

【図12】本発明の第1の実施の形態に係る燃料噴射装置におけるピストン制御弁の移動量と有効流路面積の対応関係の設定例を従来と比較して示す線図である。

【図13】本発明の第1の実施の形態に係る燃料噴射装置においてピストン制御弁と噴射制御弁の作動の位相差を制御することで更なる効果を奏する点を説明するための線図である。

【図14】本発明の第2の実施の形態に係る燃料噴射装置の主要部分の構成図である。

【図15】（A）は、本発明の第2の実施の形態に係る燃料噴射装置におけるピストン制御弁の移動量と流路面積の対応関係を示す線図であり、（B）は、本発明の第2の実施の形態に係る燃料噴射装置におけるピストン制御弁の移動量と燃料圧力の対応関係を示す線図である。

10

20

30

40

50

【図16】本発明の第3の実施の形態に係る燃料噴射装置の全体構成図である。

【図17】本発明の第4の実施の形態に係る燃料噴射装置の主要部分の構成図である。

【図18】(A)は、本発明の第4の実施の形態に係る燃料噴射装置におけるエンジン回転数とガバナー圧力の対応関係を示す線図であり、(B)は、本発明の第4の実施の形態に係る燃料噴射装置におけるエンジン回転数と有効流路面積の対応関係を示す線図である。

【図19】本発明の第5の実施の形態に係る燃料噴射装置の全体構成図である。

【図20】本発明の第6の実施の形態に係る燃料噴射装置の全体構成図である。

【図21】本発明の第7の実施の形態に係る燃料噴射装置の全体構成図である。

【図22】本発明の第8の実施の形態に係る燃料噴射装置の全体構成図である。

【図23】本発明の第9の実施の形態に係る燃料噴射装置の全体構成図である。

【図24】従来の燃料噴射装置における燃料噴射方法によって燃料噴射が履行された場合の増圧器下流側の圧力の変化状態を示す線図である。

【図25】燃料噴射が履行された場合の増圧器下流側の好ましい圧力の変化状態を示す図

24 (B) に対応する線図である。

【符号の説明】

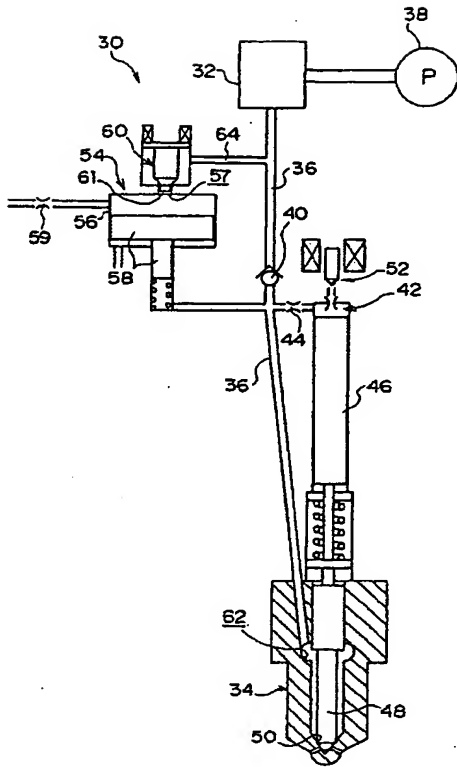
- 30 燃料噴射装置
- 32 蓄圧器
- 34 燃料噴射ノズル
- 36 主油路
- 38 燃料加圧ポンプ
- 40 圧力遮断弁
- 42 噴射制御用油室
- 46 コマンドピストン
- 48 ニードル弁
- 52 噴射制御弁
- 54 増圧器
- 56 シリンダ
- 57 燃料流路
- 58 ピストン
- 60 ピストン制御弁
- 61 突起 (流量変更手段)

10

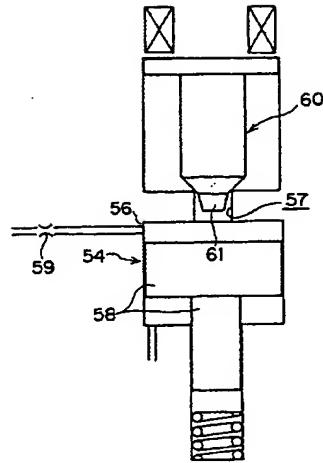
20

30

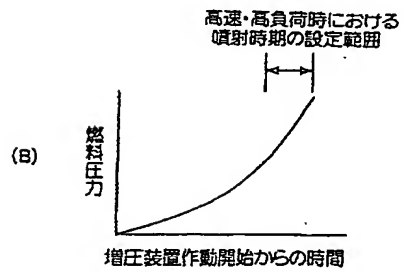
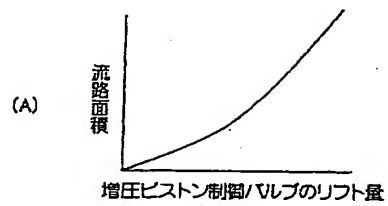
【図 1】



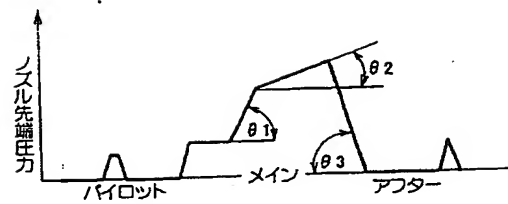
【図 2】



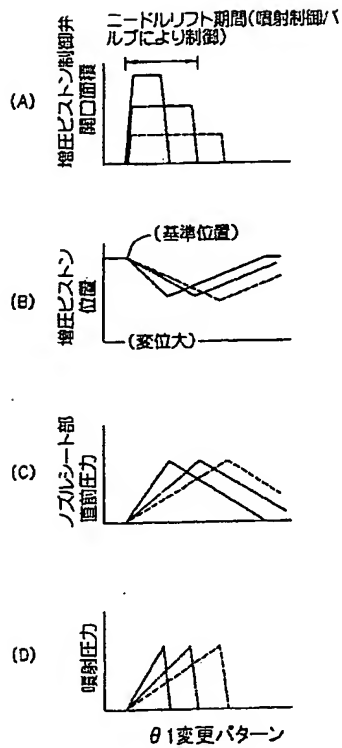
【図 3】



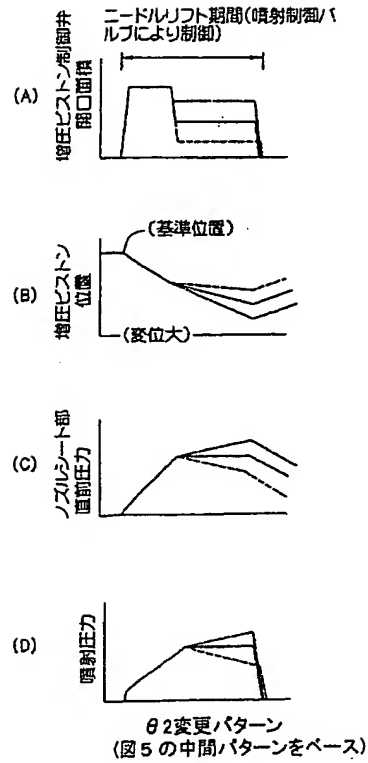
【図 4】



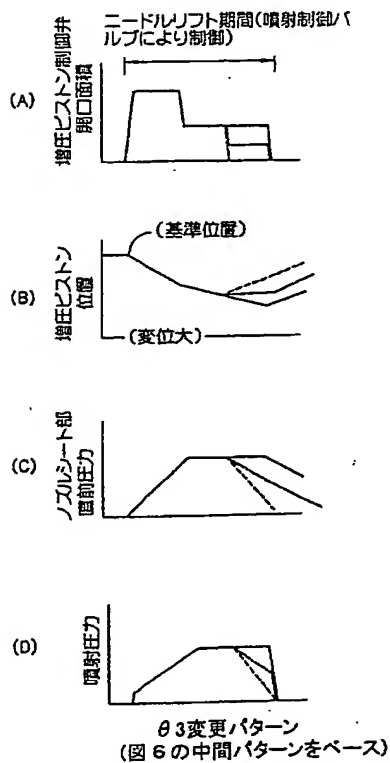
【図 5】



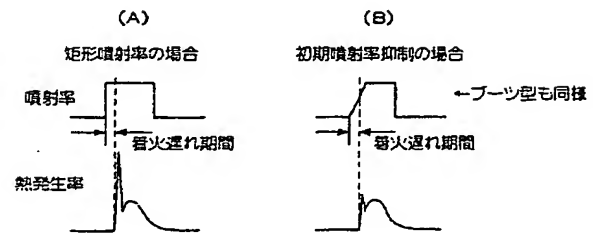
【図 6】



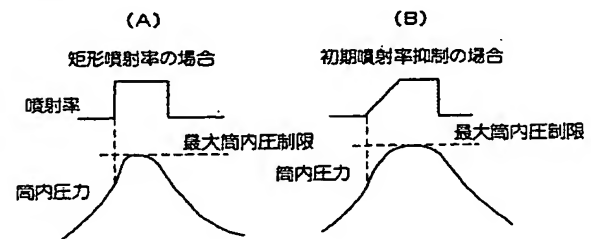
【図 7】



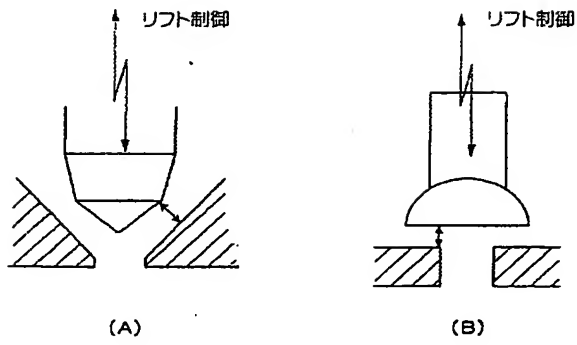
【図 8】



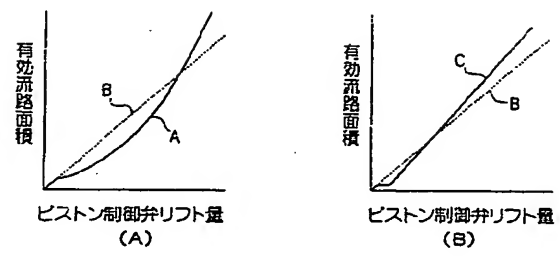
【図 9】



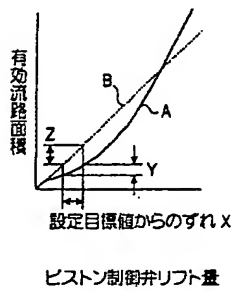
【図 10】



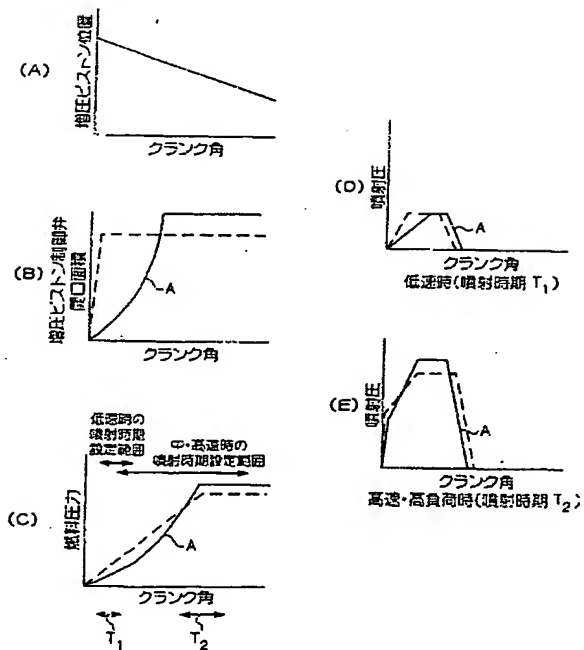
【図 12】



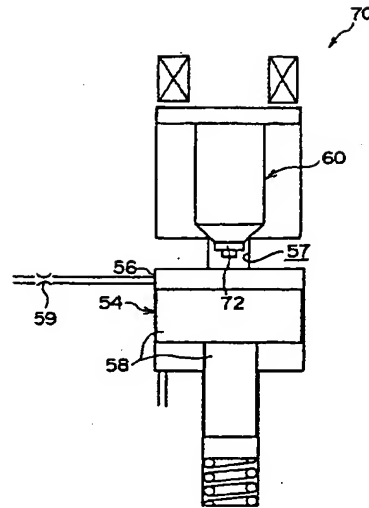
【図 11】



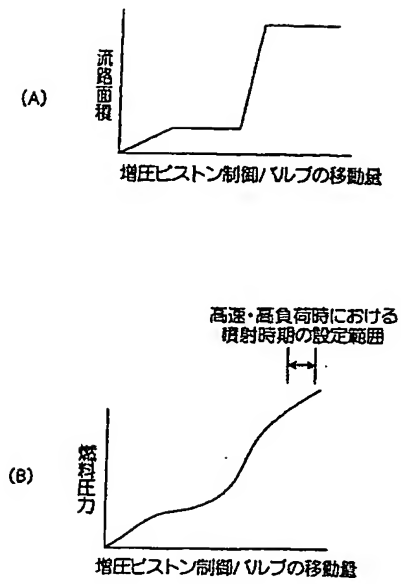
【図 13】



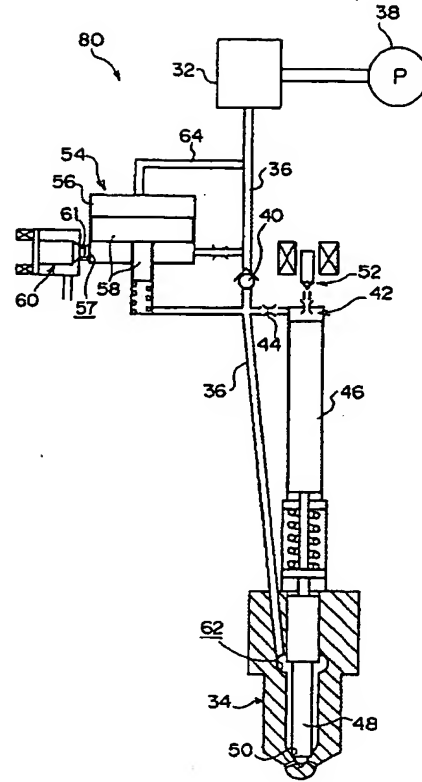
【図 14】



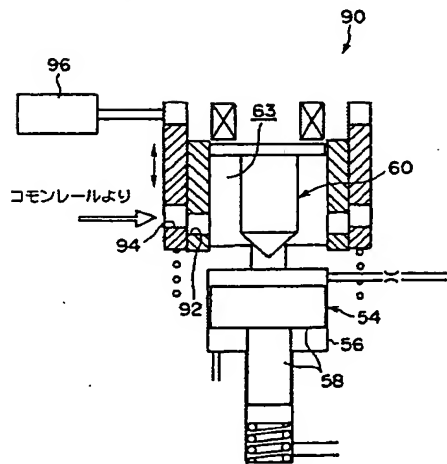
【図 15】



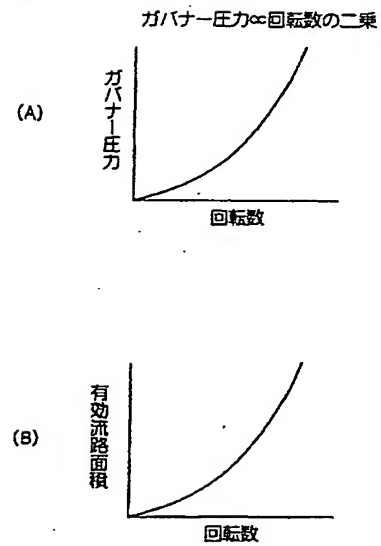
【図 16】



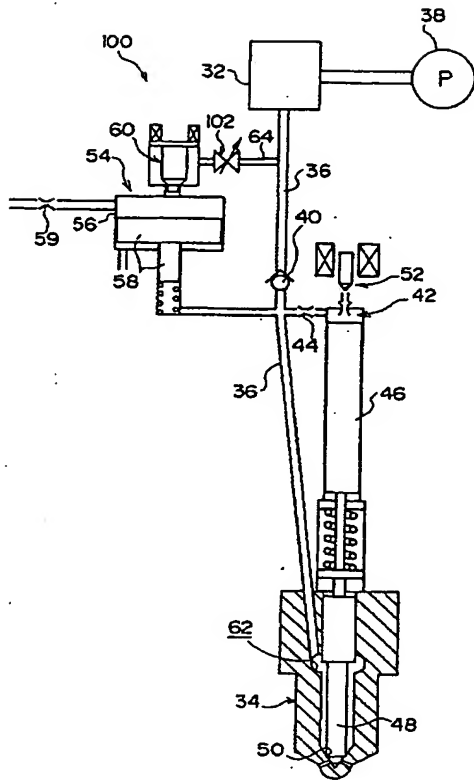
【図 17】



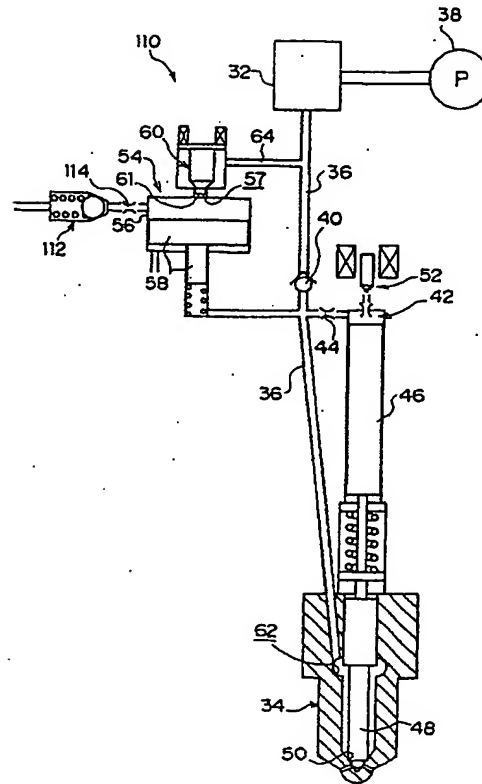
【図 18】



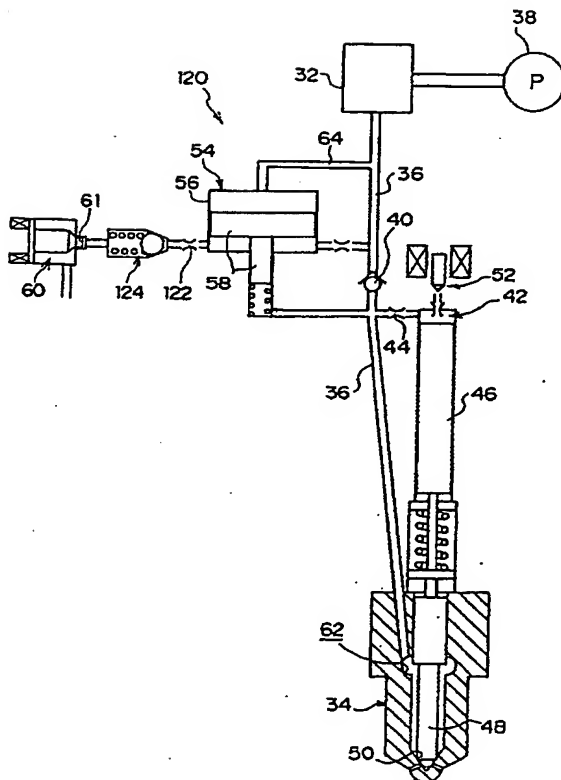
【図 19】



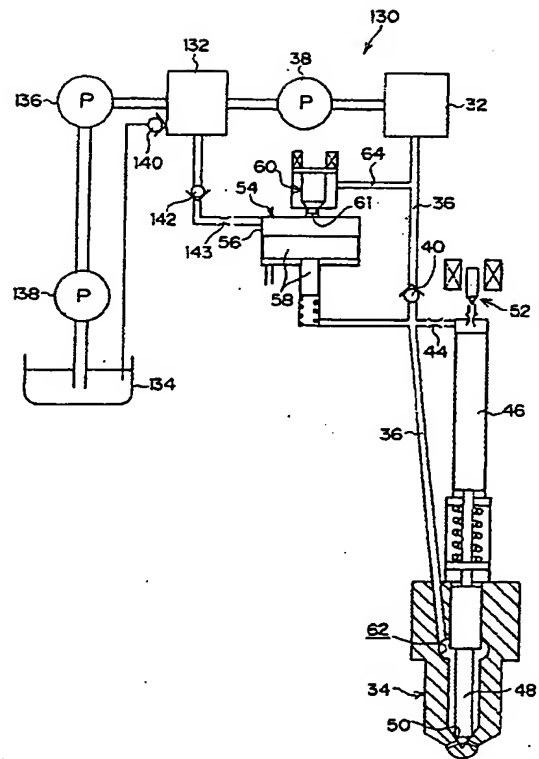
【図 20】



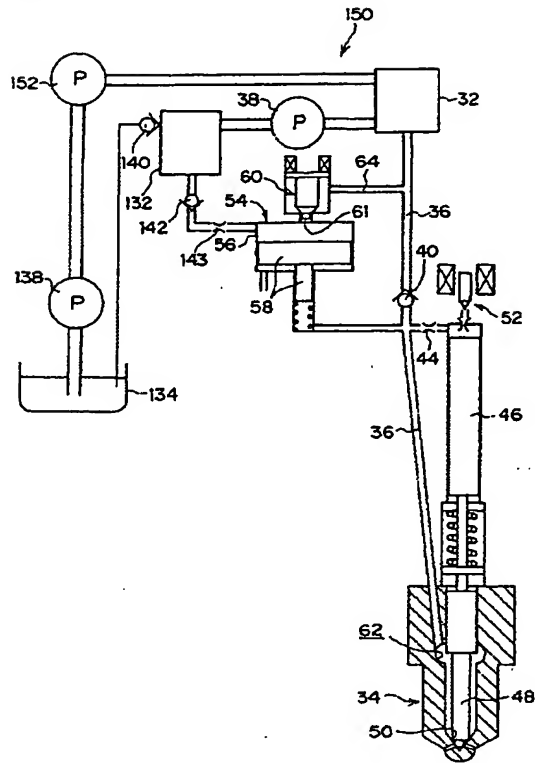
【図 21】



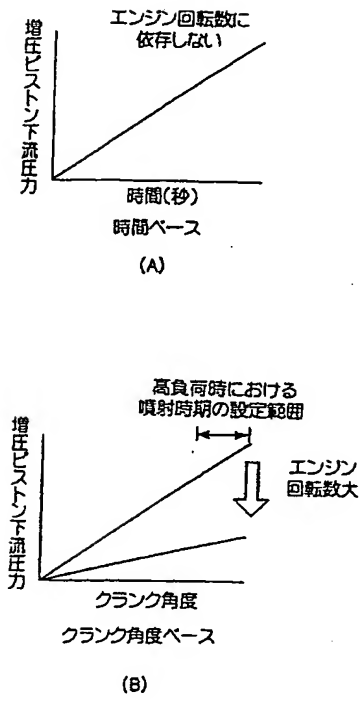
【図 22】



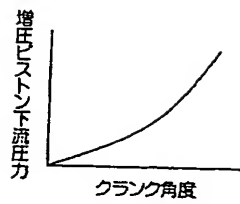
【図 2 3】



【図 2 4】



【図 2 5】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.⁷

F I

テーマコード (参考)

F 0 2 M 47/00 P
F 0 2 M 45/00 A
F 0 2 M 51/00 F
F 0 2 M 55/00 B
F 0 2 M 55/02 3 5 0 E
F 0 2 M 55/02 3 5 0 U

(72)発明者 脇坂 佳史

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 4 1 番地の 1 株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 中北 清己

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 4 1 番地の 1 株式会社豊田中央研究所内

Fターム(参考) 3G066 AA07 AB02 AC01 AC09 AD12 BA13 BA16 BA22 BA23 BA38
BA51 BA61 BA67 CB09 CB12 CB13T CB13U CC06T CC08T CC08U
CC14 CC26 CC61 CC66 CC67 CC68U CC69 CC70 CD29 CE12
CE13 CE16 CE22 DA06 DA08 DA09

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2004-044493

(43)Date of publication of application : 12.02.2004

(51)Int.Cl.

F02M 47/00

F02M 45/00

F02M 51/00

F02M 55/00

F02M 55/02

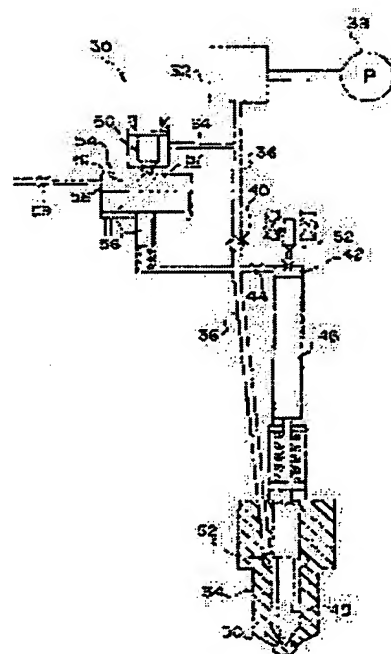
(21)Application number : 2002-203203 (71)Applicant : TOYOTA CENTRAL RES & DEV
LAB INC(22)Date of filing : 11.07.2002 (72)Inventor : KAWAMURA KIYOMI
HOTTA YOSHIHIRO
WAKIZAKA YOSHIFUMI
NAKAKITA KIYOMI

(54) FUEL INJECTION DEVICE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To obtain a fuel injection device which can inject fuel by an ultra-high injection pressure, can realize good combustion and exhaust characteristics, and can inject the fuel in an arbitrary fuel injection pattern.

SOLUTION: In the fuel injection device 30, a protrusion 61 is provided at a distal end of a piston control valve 60 provided at an intensifier 54. A substantial opening area of a fuel channel 57 to a cylinder 56 can be changed in association with movement of the valve 60, and an amount of flowing fuel oil into the cylinder 56 by the valve 60 can be controlled (orifice-controlled). Thus, an injection ratio/injection pressure of the fuel injected from a fuel injection nozzle 34 can be controlled, and a fuel injection pattern having very high degree of freedoms can be realized.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

22.09.2004

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1]

The pressure accumulator which makes a predetermined pressure the fuel oil which is opened for free passage through the main oilway by the reserve well in a fuel injection nozzle, and is fed from a fuel booster pump, and is accumulated,

The pressure latching valve which is prepared in the middle of said main oilway which opens said fuel injection nozzle and pressure accumulator for free passage, and intercepts the fuel pressure outflow from said fuel-injection-nozzle side to said pressure accumulator side,

The oil sac for injection control which is open for free passage in the downstream from said pressure latching valve of said main oilway which opens said fuel injection nozzle and pressure accumulator for free passage,

The injection control valve which it is prepared in said oil sac for injection control, and makes the needle valve in said fuel injection nozzle stop by making fuel oil pressure act on said oil sac for injection control, and said needle valve is wide opened [control valve] by removing the fuel oil of said oil sac for injection control, and makes fuel injection carry out,

The intensifier which is open for free passage to said oil sac for injection control in the downstream from said pressure latching valve of said main oilway which has a cylinder and a piston and opens said fuel injection nozzle and pressure accumulator for free passage, making the fuel from said pressure accumulator flow into said cylinder -- or the piston control valve which moves the piston of said intensifier and makes the fuel pressure of the downstream increase rather than said pressure latching valve by making the fuel in said cylinder flow out,

In preparation *****,

A flow rate modification means by which the flow rate of the fuel which flows or flows out into said cylinder by said piston control valve could be changed was established,

The fuel injection equipment characterized by things.

[Claim 2]

Said flow rate modification means is a fuel injection equipment according to claim 1 characterized by what it is prepared in said piston control valve, and is considered as the projection which changes the area of said fuel passage of said cylinder with migration of said piston control valve.

[Claim 3]

Said flow rate modification means has the fixed orifice which is open for free passage to the oil sac of said piston control valve, the movable orifice from which a polymerization degree with said fixed orifice is changed by overlapping said fixed orifice and moving [it is open for free passage, and] to it, and the migration means to which said movable orifice is moved,

The fuel injection equipment according to claim 1 characterized by things.

[Claim 4]

Said flow rate modification means is a fuel injection equipment according to claim 1 characterized by what is considered as the pressure governor formed in the inflow way or outflow way of a fuel into said cylinder.

[Claim 5]

A fuel injection equipment given in any 1 term of claim 1 characterized by what a residual-pressure adjustment means to adjust the pressure in said cylinder to a predetermined pressure at the time of

un-operating [of said piston control valve] was established for thru/or claim 4.

[Claim 6]

The pressure accumulator which makes a predetermined pressure the fuel oil which is opened for free passage through the main oilway by the reserve well in a fuel injection nozzle, and is fed from a fuel booster pump, and is accumulated,

The pressure latching valve which is prepared in the middle of said main oilway which opens said fuel injection nozzle and pressure accumulator for free passage, and intercepts the fuel pressure outflow from said fuel-injection-nozzle side to said pressure accumulator side,

The oil sac for injection control which is open for free passage in the downstream from said pressure latching valve of said main oilway which opens said fuel injection nozzle and pressure accumulator for free passage,

The injection control valve which it is prepared in said oil sac for injection control, and makes the needle valve in said fuel injection nozzle stop by making fuel oil pressure act on said oil sac for injection control, and said needle valve is wide opened [control valve] by removing the fuel oil of said oil sac for injection control, and makes fuel injection carry out,

The intensifier which is open for free passage to said oil sac for injection control in the downstream from said pressure latching valve of said main oilway which has a cylinder and a piston and opens said fuel injection nozzle and pressure accumulator for free passage,

making the fuel from said pressure accumulator flow into said cylinder -- or the piston control valve which moves the piston of said intensifier and makes the fuel pressure of the downstream increase rather than said pressure latching valve by making the fuel in said cylinder flow out,

In preparation *****,

A residual-pressure adjustment means to adjust the pressure in said cylinder to a predetermined pressure at the time of un-operating [of said piston control valve] was established,

The fuel injection equipment characterized by things.

[Claim 7]

A fuel injection equipment given in any 1 term of claim 1 characterized by having a re-supply means for supplying again the fuel discharged out of said cylinder with migration of said piston at the time of actuation of said piston control valve to said fuel booster pump thru/or claim 6.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application]

This invention relates to the fuel-injection approach in the fuel injection equipment which injects the pressurized fuel oil from a fuel injection nozzle.

[0002]

[Description of the Prior Art]

The fuel fed with the high-pressure feed pump is accumulated with a pressure accumulator (the so-called common rail), and the pressure accumulation-type (common rail type) fuel injection equipment which injects this fuel from a fuel injection nozzle in an engine cylinder to predetermined timing is known.

[0003]

In a such pressure accumulation-type fuel injection equipment, even if an engine rotational frequency becomes a low speed, predetermined fuel injection pressure is maintainable (fuel injection pressure not declining). It has greatly contributed to improvement in fuel consumption, or a high increase in power by the fuel injection by high pressure.

[0004]

By the way, to implementation (clean-izing of exhaust gas) of good emission, it is known that minor-diameter-izing of the nozzle injection tip in a fuel injection equipment is effective. However, on the other hand, with the injection pressure of a conventional pressure accumulation-type fuel injection equipment (common rail injection system), if a thing still smaller than the present injection aperture is used, since a fuel injection period will become long too much in a high engine speed and a heavy load field, it is surmised to a high increase in power that it is disadvantageous.

[0005]

Moreover, it is in the inclination for high rotational frequency-ization to be attained, by the small diesel power plant in recent years. Here, the air speed in an engine cylinder increases in proportion [almost] to an engine speed. Therefore, in the same injection pressure, at the time of a high rotational frequency, spraying becomes is easy to pass as compared with the time of a low rotational frequency, the air utilization rate in a cylinder falls, and it becomes easy to discharge a smoke (black smoke). Therefore, in order to improve this, the further high-pressure-ization of injection pressure is desired. However, in the conventional pressure accumulation-type fuel injection equipment (common rail injection system) like the above-mentioned, since it is the configuration which accumulates a regular predetermined pressure in a pressure accumulator (for example, the maximum injection pressure of the present common rail injection system is 130MPa extent), a limitation is from the point of the reinforcement of equipment to high-pressure-ize more than this (if it puts in another way, it is difficult to form an injection pressure into super-high injection pressure compared with the former).

[0006]

The fuel injection equipment which formed boost equipment further in the such pressure accumulation-type fuel injection equipment on the other hand is proposed (for example, JP,8-21332,A).

[0007]

In the fuel injection equipment shown in said official report, the boost equipment which pressurizes further the pressurization fuel oil sent out from the pressure accumulator (common rail) according to an operation of the selector valve for piston actuation is formed. This boost equipment is equipped with the boost piston which consists of a major-diameter piston and a minor diameter piston, and two or more oilways which are open for free passage to the selector valve for piston actuation, and the fuel sent out from the fuel booster pump flows in boost equipment through the selector valve for piston actuation from a pressure accumulator, and is supplied to the oil sac for injection control further for injection nozzle control (injector control room), and a list at an injection nozzle. In case a fuel is injected, it has composition which carries out change control of the low voltage injection which sends and injects the fuel oil from a pressure accumulator to an injection nozzle directly (as it is) by the selector valve for fuel-injection control prepared in the oil sac for injection control, and the high-pressure injection which sends and injects the fuel oil further pressurized with boost equipment to an injection nozzle. Therefore, it can consider as the fuel-injection gestalt suitable for an engine operation situation.

[0008]

However, there was a fault which produces the following problems in this fuel injection equipment.

[0009]

That is, in said fuel injection equipment, since it is a configuration with fixed fuel inlet-port area from a pressure accumulator to the major-diameter piston side of an intensifier and fuel exit area by the side of the minor diameter piston of the intensifier which is open for free passage to the selector valve for piston actuation, the hours history of the fuel pressure when operating an intensifier is uniquely determined by the fuel pressure of a pressure accumulator. The example is shown in drawing 24 (A) and drawing 24 (B). If an axis of abscissa is expressed with time amount (second) as shown in drawing 24 (A), it will not depend for the hours history of the fuel pressure of an intensifier lower stream of a river on an engine speed. On the other hand, if an axis of abscissa is expressed with an engine crank angle as shown in drawing 24 (B), a pressure buildup will become slow, so that an engine speed is high. Therefore, especially in a heavy load, the fuel injection period in the base must be set up for a long time whenever [crank angle], so that an engine speed is high. Thus, it is an inhibition factor to a high increase in power that a fuel injection period becomes long too much, and it is not desirable.

[0010]

It is mentioned that make the fuel pressure of a pressure accumulator (common rail) increase, and a higher engine speed increases the force of acting on an intensifier, and makes the R/C of the fuel pressure of a boost piston lower stream of a river increase as the way method for avoiding this. However, in inside and a heavy load field, although the injection pressure of the Maine injection needs high pressure, a noise reduction and an exhaust air improvement are moreover aimed at at this time and pilot injection (carry out fuel injection before the Maine injection) or multi-injection (fuel injection of multiple times) is carried out, unlike the Maine injection pressure, generally, the optimum value of the injection pressure of this pilot injection is a pressure lower than it. In order to inject the reason at an early stage considerably from a compression top dead center, it is for the accomplishment force of injection becoming large too much, and making a cylinder liner side produce fuel adhesion according to the air temperature in a cylinder and a consistency being low, when injection pressure is set up too much highly. However, since it is necessary to heighten the fuel pressure (fuel pressure of a pressure accumulator) made to act on the major-diameter piston of an intensifier in order to generate high injection pressure in a high engine-speed field in said proposed fuel injection equipment, the injection pressure at the time of the pilot injection which injects the fuel for a pressure accumulator as it is becomes higher than an optimum value too much, and fuel adhesion in a cylinder liner side is not avoided, but become unburnt [HC] or a smoked generation factor is guessed.

[0011]

If it sets up so that the boost piston down-stream pressure at the time of the pilot injection (fuel pressure of a pressure accumulator) which was suitable at the time of a high engine speed, and intensifier actuation may be obtained on the other hand (the fuel path for example, by the side of a boost piston major diameter is expanded), at the time of a low engine speed, the rise of the fuel

pressure of the boost piston lower stream of a river in the crank angle base at the time of intensifier actuation will become steep. By this, an initial injection rate becomes high too much, a premixed combustion rate increases, and NOx and the noise get worse. If the fuel pressure of the pressure accumulator at the time of a low engine speed is reduced and it is made for the initial injection rate of the Maine injection to become suitable in order to avoid this, the atomization condition of the pilot injection injected with the fuel pressure of a pressure accumulator will get worse, and it will lead to generating of a smoke.

[0012]

On the other hand, if it is made the property which the fuel pressure R/C of the boost piston lower stream of a river at the time of intensifier actuation increases with time amount as shown in drawing 25, the Maine injection can also secure high fuel pressure (fuel pressure of a boost piston lower stream of a river) in a high engine speed and the condition of having set it as the fuel pressure (fuel pressure of a pressure accumulator) of the optimal pilot injection at the time of a heavy load. Although this enabled it to realize low NOx, the low noise, and a high power engine since the above troubles were solvable, such a setup was not completed in the former.

[0013]

In addition, the fuel injection equipment equipped with boost equipment is proposed (DE 19939428A1). However, this fuel injection equipment has a practical technical problem in improvement in improvement in injection pressure setting precision, the endurance of the nozzle sheet section, and dependability etc.

[0014]

[Problem(s) to be Solved by the Invention]

It is the purpose for the highest injection pressure not to be uniquely determined by the fuel pressure of a pressure accumulator, and to be able to realize good combustion and an exhaust air property, while this invention can inject a fuel with sharply high super-high injection pressure in consideration of the above-mentioned fact compared with the former, and to obtain the fuel injection equipment which becomes possible [performing fuel injection by the fuel-injection pattern of arbitration] (the degree of freedom of the fuel-injection pattern based on the injection pressure and the injection rate of a fuel is expanded) moreover.

[0015]

[Means for Solving the Problem]

The pressure accumulator which makes a predetermined pressure the fuel oil which the fuel injection equipment of invention concerning claim 1 is opened for free passage through the main oilway by the reserve well in a fuel injection nozzle, and is fed from a fuel booster pump, and is accumulated, The pressure latching valve which is prepared in the middle of said main oilway which opens said fuel injection nozzle and pressure accumulator for free passage, and intercepts the fuel pressure outflow from said fuel-injection-nozzle side to said pressure accumulator side, The oil sac for injection control which is open for free passage in the downstream from said pressure latching valve of said main oilway which opens said fuel injection nozzle and pressure accumulator for free passage, It is prepared in said oil sac for injection control, and the needle valve in said fuel injection nozzle is made to stop by making fuel oil pressure act on said oil sac for injection control. The injection control valve which said needle valve is opened [control valve] wide and makes fuel injection carry out by removing the fuel oil of said oil sac for injection control, The intensifier which is open for free passage to said oil sac for injection control in the downstream from said pressure latching valve of said main oilway which has a cylinder and a piston and opens said fuel injection nozzle and pressure accumulator for free passage, The piston of said intensifier is moved by [which make the fuel from said pressure accumulator flow into said cylinder] making the fuel in a twist or said cylinder flow out especially. It is characterized by what it set to the fuel injection equipment equipped with the piston control valve which makes the fuel pressure of the downstream increase rather than said pressure latching valve, and a flow rate modification means by which the flow rate of the fuel which flows or flows out into said cylinder by said piston control valve could be changed was established for.

[0016]

In the fuel injection equipment according to claim 1, it has a pressure accumulator, a pressure

latching valve, the oil sac for injection control, the injection control valve, the intensifier, and the piston control valve. To an intensifier, the fuel (common rail pressure) from a pressure accumulator is supplied, and it boosts this. Moreover, to the fuel injection nozzle, a pressure accumulator injection system (common rail injector) is constituted by "a pressure accumulator, a pressure latching valve, the oil sac for injection control, and the injection control valve", and it has this pressure accumulator injection system and the composition that the intensifier has been arranged at juxtaposition here. If it puts in another way, an intensifier injection system (jerk injector) is constituted by "an intensifier, a piston control valve, the oil sac for injection control, and the injection control valve" to a fuel injection nozzle.

[0017]

In case a fuel is injected by the pressure accumulator injection system (common rail injector), an intensifier is made into a non-operative condition and the fuel oil from a pressure accumulator is further fed by the piston control valve through a pressure latching valve at the reserve well in a fuel injection nozzle. At this time, the fuel oil from a pressure accumulator is injected from a fuel injection nozzle directly (as it is) by removing the fuel oil of the oil sac for injection control by the injection control valve.

[0018]

On the other hand, in case a fuel is injected by the intensifier injection system (jerk injector), an intensifier is made into an operating state by the piston control valve. Then, the fuel oil further pressurized by the intensifier is fed by the reserve well in a fuel injection nozzle, and the oil sac for injection control. At this time, the fuel oil which the injection control valve boosted with said intensifier by removing the fuel oil of the oil sac for injection control is injected from a fuel injection nozzle.

[0019]

Thus, in the fuel injection equipment concerned, change control can be carried out and fuel injection of the low voltage injection which sends and injects the fuel oil from a pressure accumulator to a fuel injection nozzle as it is, and the high-pressure injection which sends and injects the fuel oil further pressurized with the intensifier to a fuel injection nozzle can be carried out. Therefore, the fuel injection equipment concerned does the following effectiveness so fundamentally.

[0020]

****1** The fuel (common rail pressure) from a pressure accumulator is supplied to an intensifier, and since this is boosted and injected, super-high injection pressure-ization exceeding the injection pressure by the conventional common rail injection system is realizable. Therefore, while being able to inject a fuel in a suitable fuel injection period at the time of a high engine speed and a heavy load and being able to attain improvement in the speed more, good combustion is attained and a high power engine can be realized by low emission. Moreover, it is possible to compensate reduction of the spraying accomplishment force by minor-diameter-izing of a diameter of nozzle hole by extra-high voltage-ization of injection pressure, and by this, since the oxygen of a combustion chamber is effectively utilizable, also in a high rotational frequency, smoked discharge can realize few good combustion conditions. Furthermore, since it is not necessary to always accumulate a super-high injection pressure, as compared with the conventional common rail injection system which always accumulates predetermined high injection pressure, it is advantageous from the point of the reinforcement of an injection system, and low cost-ization can also be attained.

[0021]

****2** Since it is the structure where a fuel is supplied from a pressure accumulator when the parallel arrangement of the intensifier is carried out to the pressure accumulator injection system (common rail injector) and down-stream fuel pressure becomes below common rail pressure from a pressure latching valve, when carrying out after injection after the Maine injection, a fuel is not injected with the low voltage below common rail pressure. The combustion facilitatory effect by the fuel by which the fuel itself by which after injection was carried out did not cause [of a smoke] generating, and after injection was carried out since after injection of the spraying of a good atomization condition was carried out by this carrying out disturbance of the burning space can be pulled out to the maximum extent.

[0022]

Moreover, in inside and a heavy load field, although the injection pressure of the Maine injection needs high pressure, a noise reduction and an exhaust air improvement are moreover aimed at at this time and pilot injection (or multi-pilot injection) is carried out before the Maine injection, unlike the Maine injection pressure, generally, the optimum value of the injection pressure of this pilot injection is a pressure lower than it. Also in this case, since change control can be carried out and fuel injection of low voltage injection and the high-pressure injection can be carried out, the optimal injection pressure can be respectively set up by pilot injection and the Maine injection.

[0023]

Furthermore, things injected combining injection with common rail pressure and the injection which operated the intensifier free, such as injecting the early stages of injection with common rail pressure, operating an intensifier and carrying out high-pressure injection from the middle, or operating an intensifier in early stages of injection, carrying out high-pressure injection, suspending an intensifier in the middle, and injecting with common rail pressure, are possible. Thus, the degree of freedom of an injection pattern is large.

[0024]

****3** In the former, in case it prepared for the next injection after operating boost equipment and injecting, it was the cause by which there was possibility that cavitation will occur and erosion will arise in an oilway, and the endurance of a fuel-injection system got worse remarkably. On the other hand, in a fuel injection equipment according to claim 1, since it is the structure where a fuel is supplied from a common rail when the parallel arrangement of the intensifier is carried out to the pressure accumulator injection system (common rail injector) and down-stream fuel pressure becomes below common rail pressure from a pressure latching valve, fuel pressure does not become below the vapor pressure of a fuel. therefore, since there are no worries about the erosion of the oilway by cavitation generating, endurance is markedly alike and improves.

[0025]

****4** Since the parallel arrangement of the intensifier is carried out to the pressure accumulator injection system (common rail injector), where between a pressure accumulator and intensifiers is intercepted, even if an intensifier breaks down, it can inject with common rail pressure. For this reason, an engine does not stop suddenly.

[0026]

Moreover, with the fuel injection equipment according to claim 1, a flow rate modification means by which the flow rate of the fuel which flows or flows out into a cylinder by the piston control valve can be changed is established here. Therefore, it faces carrying out fuel injection and it becomes possible to control the injection rate of the fuel injected from a fuel injection nozzle.

[0027]

That is, according to the fuel injection equipment concerned, if the inflow or the flow of a fuel into a cylinder is changed by the flow rate modification means, the passing speed of a piston will be changed and it will become possible to set the injection rate of the fuel injected from a fuel injection nozzle as arbitration. Therefore, a fuel-injection pattern with a very high degree of freedom is realizable.

[0028]

For example, when carrying out pilot injection, the Maine injection, and multi-injection that performs after injection, the rate of an after [boot fuel-injection-period termination] pressure buildup (θ_1), the highest injection pressure attainment direct total-pressure force R/C (θ_2), the rate of pressure drawdown at the time of the Maine injection termination (θ_3), etc. can be controlled freely to become the optimal fuel-injection pattern according to an engine speed or loaded condition (it sets up, or changes and carries out).

[0029]

Thus, in a fuel injection equipment according to claim 1, while being able to inject a fuel with sharply high super-high injection pressure compared with the former, the highest injection pressure is not uniquely determined by the fuel pressure of a pressure accumulator, and good combustion and an exhaust air property can be realized, and moreover, it becomes possible to perform fuel injection by the fuel-injection pattern of arbitration (the degree of freedom of the fuel-injection pattern based on the injection rate of a fuel is expanded).

[0030]

In the fuel injection equipment according to claim 1, said flow rate modification means is formed in said piston control valve, and the fuel injection equipment of invention concerning claim 2 is characterized by what is considered as the projection which changes the area of said fuel passage of said cylinder with migration of said piston control valve.

[0031]

In a fuel injection equipment according to claim 2, if it faces carrying out fuel injection and a piston control valve is moved, the area of the fuel passage of a cylinder will be changed by projection according to the movement magnitude (the amount of lifts) of this piston control valve. If the fuel flow passage area of a cylinder is changed, the inflow or the flow of a fuel into a cylinder will be changed, the passing speed of a piston will be changed, and it will become possible to set the injection rate of the fuel injected from a fuel injection nozzle as arbitration. Therefore, a fuel-injection pattern with a very high degree of freedom is realizable.

[0032]

In case it will face carrying out fuel injection if it puts in another way, a needle valve will be wide opened if the configuration of a projection etc. is set up according to the optimal injection rate (for example, injection rate of the optimal pilot injection according to an engine speed or loaded condition, or the Main injection) of the fuel injected from a fuel injection nozzle, and fuel injection is carried out, fuel injection can be carried out with said optimal injection rate.

[0033]

in addition, if in charge of controlling the fuel flow passage area of a cylinder by the projection prepared in the piston control valve (modification), it can be made a configuration (one by one -- smoothly) from which the opening area of the passage concerned changes to the movement magnitude (the amount of lifts) of a piston control valve at a linear, for example, but it can also constitute so that the configuration of not only this but a projection may be made into two steps and the opening area of passage may change gradually. Moreover, it will become still more effective, if position control is performed so that migration (lift) of a piston control valve may be stopped on the way (in mid-position). In this case, it is realizable by performing position control using a piezo-electric element or a supermagnetostrictor. Furthermore, naturally it is also possible to perform position control with a solenoid valve.

[0034]

Moreover, as a valve format of a "piston control valve", the so-called raised-face format is known and, generally the effective passage cross sectional area is prescribed by the "valve-seat section" here. That is, the control valve of the raised-face format concerned is the configuration (the so-called sheet aspect product control) of adjusting the cross sectional area (substantial opening area) in the valve-seat section by controlling the amount of lifts of a bulb (movement magnitude).

[0035]

on the other hand, in a fuel injection equipment according to claim 2 The cross sectional area in the valve-seat section like the above-mentioned is adjusted (sheet aspect product control). the projection which changes the area of fuel passage with migration of a piston control valve -- that is It is the configuration (the so-called orifice control) of having provided the "fuel flow-passage-area adjustable function" to change the area of fuel passage by preparing a projection in the piston control valve which attends fuel passage (orifice), and the location of a projection being changed according to the movement magnitude (the amount of lifts) of this piston control valve.

[0036]

Therefore, at the thing (sheet aspect product control) of a general configuration of adjusting the cross sectional area in the valve-seat section like the above-mentioned, the cross sectional area in the valve-seat section can set up change of the fuel flow passage area to the movement magnitude (the amount of lifts) of a piston control valve free by setting up various configurations of the above "a projection" suitably with a fuel injection equipment according to claim 2 to changing to a linear to the amount of lifts of a bulb (movement magnitude). This is enabled to set the injection rate of the fuel injected from a fuel injection nozzle as arbitration, and a fuel-injection pattern with a very high degree of freedom can be realized.

[0037]

For this reason, the following characteristic outstanding effectiveness is done so in a fuel injection equipment according to claim 2.

1) Improvement in injection pressure setting precision

Like the above-mentioned, the cross sectional area in the valve-seat section is the configuration of changing to a linear, and the setting precision of the amount of lifts of a bulb will call it the setting precision of the cross sectional area in the valve-seat section to the amount of lifts of a bulb (movement magnitude) in the thing (sheet aspect product control) of a general configuration of adjusting the cross sectional area in the valve-seat section (it depends for the setting precision of the cross sectional area in the valve-seat section on the setting precision of the amount of lifts of a bulb uniquely).

[0038]

By simulation, in case these people do fuel injection by the intensifier injection system (jerk injector), here In injecting with injection pressure slightly higher than the fuel pressure (the working pressure of an intensifier, i.e., common rail pressure) which flows into the cylinder of an intensifier by the piston control valve, the way which made fuel inflow to the cylinder of an intensifier fewer than the inflow by disconnection of the bulb of said general configuration The knowledge that the setting precision of injection pressure could be raised was acquired. Then, in such a case, gap of the fuel flow passage area to gap from the setting desired value of the movement magnitude (the amount of lifts) of a piston control valve can be made small by, for example, considering relation of the fuel flow passage area to the movement magnitude (the amount of lifts) of a piston control valve as the configuration whose change of a fuel flow passage area decreases as the time of small movement magnitude (at the time of the amount of small lifts). If it puts in another way, the width of face of the desired value of the movement magnitude (the amount of lifts) of a piston control valve will spread to a fuel flow passage area to obtain, namely, even if the movement magnitude (the amount of lifts) of a piston control valve has shifted from setting desired value somewhat, the effect to a fuel flow passage area will become small. Therefore, the setting precision of injection pressure (fuel flow passage area of a piston control valve) can be raised.

2) Improvement in the endurance of the valve-seat section

In the thing (sheet aspect product control) of a general configuration of adjusting the cross sectional area in the valve-seat section, as mentioned above, the valve-seat section (the opening) becomes the minimum flow passage area. Here, in the thing of such a configuration, the bulb concerned of the pressure of the sheet section upstream is the working pressure (namely, common rail pressure) at the time (at the time [A bulb the sheet section] of taking a seat) of un-operating, and the sheet section downstream (piston major-diameter side of an intensifier) is atmospheric pressure. When the bulb concerned is operated from this condition and a fuel is made to flow into the piston major-diameter side (primary chamber of a cylinder) of an intensifier, it is the largest immediately after the differential pressure (sheet section upstream and downstream) before and behind the sheet section operated the bulb concerned (namely, "working pressure-atmospheric pressure"). Thus, when said differential pressure is large, it is easy to generate cavitation. Since it generates in the valve-seat section, the part concerned will corrode and this cavitation will cause a poor sheet. A such poor sheet is the serious and fatal problem which spoils the boost function of equipment.

[0039]

On the other hand, the configuration of "a projection" of said piston control valve is set up appropriately, and when there is little movement magnitude (the amount of lifts) of a piston control valve, a fuel flow passage area can consist of fuel injection equipments according to claim 2 so that it may become still smaller than the opening area (said minimum flow passage area) of the valve-seat section. Therefore, differential pressure (sheet section upstream and downstream) before and behind said sheet section can be made small by this, and generating of cavitation can be prevented even if it is immediately after operating the piston control valve concerned. For this reason, the member corrosion resulting from the cavitation generated in the valve-seat section can be prevented, and dependability and endurance improve sharply.

3) Reduction of the cylinder capacity by the side of the major-diameter piston of an intensifier (miniaturization)

In a fuel injection equipment according to claim 2, since it is the configuration of having prepared

the projection in the piston control valve as fuel passage (orifice) is attended, cylinder capacity by the side of the major-diameter piston of an intensifier can be reduced (miniaturization).

[0040]

If the cylinder capacity by the side of the major-diameter piston of an intensifier is large when there is little movement magnitude (the amount of lifts) of a piston control valve and it constitutes so that a fuel flow passage area may become very small as indicated above "2 Improvement in the endurance of the valve-seat section", the pressure buildup in the cylinder capacity concerned may become slow too much. Since the cylinder capacity concerned can be reduced by the projection prepared in this point and a piston control valve, even if it sets up a fuel flow passage area quite small for the cavitation prevention in the valve-seat section, the suitable pressure buildup in the cylinder capacity concerned can be obtained.

[0041]

The fuel injection equipment of invention concerning claim 3 is characterized by what said flow rate modification means has for the fixed orifice which is open for free passage to the oil sac of said piston control valve, the movable orifice from which a polymerization degree with said fixed orifice is changed by overlapping said fixed orifice and moving [it is open for free passage, and] to it, and the migration means to which said movable orifice is moved in the fuel injection equipment according to claim 1.

[0042]

In a fuel injection equipment according to claim 3, it faces carrying out fuel injection and a movable orifice is moved by the migration means. Thereby, the polymerization degree of a movable orifice and a fixed orifice is changed, and a substantial opening area of the orifice concerned is changed. Therefore, it becomes possible to set the injection rate of the fuel which the fuel pressure (the R/C) which flows or flows out into a cylinder is changed, and the passing speed of a piston is changed, and is injected by the piston control valve from a fuel injection nozzle as arbitration.

[0043]

If the configuration of a fixed orifice and a movable orifice, the passing speed by the migration means, etc. are set up according to the injection rate with the fuel optimal if it puts in another way injected from a fuel injection nozzle (for example, injection rate of the optimal pilot injection according to an engine speed or loaded condition, or the Maine injection), in case a needle valve is opened wide and fuel injection is carried out, fuel injection can be carried out with said optimal injection rate. Therefore, a fuel-injection pattern with a very high degree of freedom is realizable.

[0044]

In addition, for example, an engine centrifugal spark advancer can be applied and the oil pressure of the square of an engine speed can be made to be able to act as a migration means for moving a movable orifice, and it can constitute so that a movable orifice may be moved. Moreover, the relation of the effective opening area of the passage concerned to an engine speed can be set up free by setting up the configurations of a movable orifice and a fixed orifice suitably (for example, a rectangle, circular, a trapezoid, etc.), or changing the number.

[0045]

The fuel injection equipment of invention concerning claim 4 is characterized by what said flow rate modification means is made into the pressure governor formed in the inflow way or outflow way of a fuel into said cylinder for in the fuel injection equipment according to claim 1.

[0046]

In a fuel injection equipment according to claim 4, it faces carrying out fuel injection and the inflow pressure or outflow pressure of a fuel to a cylinder is changed by the pressure governor. Thereby, the passing speed of a piston is changed and it becomes possible to set the injection rate of the fuel injected from a fuel injection nozzle as arbitration.

[0047]

In case it will face carrying out fuel injection if it puts in another way, a needle valve will be wide opened if a pressure governor is adjusted according to the optimal injection rate (for example, injection rate of the optimal pilot injection according to an engine speed or loaded condition, or the Maine injection) of the fuel injected from a fuel injection nozzle, and fuel injection is carried out, fuel injection can be carried out with said optimal injection rate. Therefore, a fuel-injection pattern

with a very high degree of freedom is realizable. Since the working pressure of an intensifier (piston) and the fuel pressure of a pressure accumulator can be uniquely set up especially in this case, the injection pressure of the pilot injection which carries out fuel injection, and the injection pressure of the Main injection which carries out fuel injection by the intensifier injection system (jerk injector) can be uniquely controlled by the pressure accumulator injection system (common rail injector), and the optimal injection pressure can be respectively set up by pilot injection and the Main injection.

[0048]

The fuel injection equipment of invention concerning claim 5 is characterized by what a residual-pressure adjustment means to adjust the pressure in said cylinder to a predetermined pressure at the time of un-operating [of said piston control valve] was established for in the fuel injection equipment given in any 1 term of claim 1 thru/or claim 4.

[0049]

In a fuel injection equipment according to claim 5, the pressure in a cylinder is adjusted to a predetermined pressure by the residual-pressure adjustment means at the time of un-operating [of a piston control valve].

[0050]

As "claim 2" mentioned above was explained, when the differential pressure (sheet section upstream and downstream) before and behind the valve-seat section of a piston control valve is large, it is easy to generate cavitation here. In this point and a fuel injection equipment according to claim 5, with a residual-pressure adjustment means Since the pressure in a cylinder is adjusted to a predetermined pressure at the time of un-operating [of a piston control valve] (since the inside of the cylinder by the side of the major-diameter piston of an intensifier is maintained by the predetermined pressure), Differential pressure (sheet section upstream and downstream) before and behind said sheet section can be made small, and generating of cavitation can be prevented even if it is immediately after operating the piston control valve concerned. For this reason, the member corrosion resulting from the cavitation generated in the valve-seat section can be prevented, and dependability and endurance improve sharply.

[0051]

The pressure accumulator which makes a predetermined pressure the fuel oil which the fuel injection equipment of invention concerning claim 6 is opened for free passage through the main oilway by the reserve well in a fuel injection nozzle, and is fed from a fuel booster pump, and is accumulated, The pressure latching valve which is prepared in the middle of said main oilway which opens said fuel injection nozzle and pressure accumulator for free passage, and intercepts the fuel pressure outflow from said fuel-injection-nozzle side to said pressure accumulator side, The oil sac for injection control which is open for free passage in the downstream from said pressure latching valve of said main oilway which opens said fuel injection nozzle and pressure accumulator for free passage, It is prepared in said oil sac for injection control, and the needle valve in said fuel injection nozzle is made to stop by making fuel oil pressure act on said oil sac for injection control. The injection control valve which said needle valve is opened [control valve] wide and makes fuel injection carry out by removing the fuel oil of said oil sac for injection control, The intensifier which is open for free passage to said oil sac for injection control in the downstream from said pressure latching valve of said main oilway which has a cylinder and a piston and opens said fuel injection nozzle and pressure accumulator for free passage, The piston of said intensifier is moved by [which make the fuel from said pressure accumulator flow into said cylinder] making the fuel in a twist or said cylinder flow out especially. It is characterized by what a residual-pressure adjustment means to adjust the pressure in said cylinder to a predetermined pressure in the fuel injection equipment equipped with the piston control valve which makes the fuel pressure of the downstream increase at the time of un-operating [of said piston control valve] rather than said pressure latching valve was established for.

[0052]

In a fuel injection equipment according to claim 6, like the fuel injection equipment according to claim 1 mentioned above, a pressure accumulator injection system (common rail injector) and an intensifier injection system (jerk injector) are constituted, the same operation as the fuel injection equipment according to claim 1 fundamentally mentioned above is accomplished, and the same

effectiveness is done so.

[0053]

Moreover [especially], in a fuel injection equipment according to claim 6, the pressure in a cylinder is adjusted to a predetermined pressure by the residual-pressure adjustment means at the time of un-operating [of a piston control valve].

[0054]

As "claim 2" mentioned above was explained, when the differential pressure (sheet section upstream and downstream) before and behind the valve-seat section of a piston control valve is large, it is easy to generate cavitation here. In this point and a fuel injection equipment according to claim 6, with a residual-pressure adjustment means Since the pressure in a cylinder is adjusted to a predetermined pressure at the time of un-operating [of a piston control valve] (since the inside of the cylinder by the side of the major-diameter piston of an intensifier is maintained by the predetermined pressure), Differential pressure (sheet section upstream and downstream) before and behind said sheet section can be made small, and generating of cavitation can be prevented even if it is immediately after operating the piston control valve concerned. For this reason, the member corrosion resulting from the cavitation generated in the valve-seat section can be prevented, and dependability and endurance improve sharply.

[0055]

The fuel injection equipment of invention concerning claim 7 is characterized by having a re-supply means for supplying again the fuel discharged out of said cylinder with migration of said piston at the time of actuation of said piston control valve to said fuel booster pump in a fuel injection equipment given in any 1 term of claim 1 thru/or claim 6.

[0056]

In a fuel injection equipment according to claim 7, the fuel discharged out of a cylinder with migration of a piston is again supplied to a fuel booster pump by the re-supply means. For this reason, fuel pressure energy can be collected (reuse) and the effectiveness of an injection system can be raised.

[0057]

[Embodiment of the Invention]

[The gestalt of the 1st operation]

The whole fuel-injection-equipment 30 configuration concerning the gestalt of operation of the 1st of this invention is shown in drawing 1 .

[0058]

The fuel injection equipment 30 is equipped with the pressure accumulator (common rail) 32. The reserve well 62 in a fuel injection nozzle 34 is open for free passage through the main oilway 36, and this pressure accumulator 32 can accumulate the fuel oil fed from the fuel booster pump 38 by the predetermined pressure according to an engine speed or a load. Moreover, the pressure latching valve 40 is formed in the middle of the main oilway 36 which opens a fuel injection nozzle 34 and a pressure accumulator 32 for free passage. This pressure latching valve 40 intercepts the outflow of the fuel pressure from a fuel-injection-nozzle 34 side to a pressure accumulator 32 side.

[0059]

Furthermore, the oil sac 42 for injection control is opened for free passage and established in the downstream through the orifice 44 rather than the pressure latching valve 40 of the main oilway 36 which opens a fuel injection nozzle 34 and a pressure accumulator 32 for free passage. The command piston 46 is held in this oil sac 42 for injection control, and the command piston 46 is in cooperation to the needle valve 48 in a fuel injection nozzle 34 further. Thereby, the fuel oil pressure in the oil sac 42 for injection control forces the needle valve 48 in a fuel injection nozzle 34, and it is acting so that it may sit down and hold to a nozzle sheet 50.

[0060]

Furthermore, the injection control valve 52 is formed in the oil sac 42 for injection control. By making fuel oil pressure usually act on the oil sac 42 for injection control, by removing the fuel oil in the oil sac 42 for injection control, this injection control valve 52 makes the needle valve 48 in a fuel injection nozzle 34 stop, and it opens a needle valve 48 wide, and like the above-mentioned, it is constituted so that fuel injection may be made to carry out.

[0061]

Furthermore, rather than the pressure latching valve 40 of the main oilway 36 which opens a fuel injection nozzle 34 and a pressure accumulator 32 for free passage, an intensifier 54 is open for free passage to the oil sac 42 for injection control, and is arranged in it at the downstream. This intensifier 54 has the cylinder 56 and the piston 58, and when a piston 58 moves, it has composition which the fuel oil from a pressure accumulator 32 is boosted further, and can be fed into the oil sac 42 for injection control, and a fuel injection nozzle 34.

[0062]

Moreover, the piston control valve 60 is formed in the intensifier 54. This piston control valve 60 is the configuration that it is prepared in the oilway 64 from the pressure accumulator 32 corresponding to the piston 58 by the side of the major diameter of an intensifier 54, a piston 58 can be moved by making the fuel oil fed from a pressure accumulator 32 through an oilway 64 flow into a cylinder 56, and the fuel pressure of the downstream can be made to increase rather than the pressure latching valve 40.

[0063]

In addition, the cylinder 56 (part corresponding to the piston 58 by the side of a major diameter) in which the piston control valve 60 was formed is wide opened to atmospheric air through the orifice 59.

[0064]

Furthermore, as shown in a detail at drawing 2, the projection 61 as a flow rate modification means is formed in a part for the point of the piston control valve 60. This projection 61 is the configuration that a substantial opening area of the fuel passage 57 to a cylinder 56 can be changed with migration of the piston control valve 60 (it is the configuration which carries out orifice control possessing a "fuel flow-passage-area adjustable function" by projection 61). Thereby, the inflow of the fuel oil which flows into a cylinder 56 by the piston control valve 60 can be controlled now.

[0065]

In addition, migration (lift) of the piston control valve 60 is realizable by performing position control using electromagnetic force or a PZT actuator, or a supermagnetostrictor. Furthermore, it will become still more effective, if position control is performed so that migration (lift) of the piston control valve 60 may be stopped on the way (in mid-position).

[0066]

Next, an operation of the gestalt of this operation is explained.

[0067]

In the fuel injection equipment 30 of the above-mentioned configuration, it has a pressure accumulator 32, the pressure latching valve 40, the oil sac 42 for injection control, the injection control valve 52, the intensifier 54, and the piston control valve 60. To an intensifier 54, the fuel oil (common rail pressure) from a pressure accumulator 32 is supplied, and it boosts this because a piston 58 moves. Moreover, to the fuel injection nozzle 34, a pressure accumulator injection system (common rail injector) is constituted by "a pressure accumulator 32, the pressure latching valve 40, the oil sac 42 for injection control, and the injection control valve 52", and it has this pressure accumulator injection system and the composition that the intensifier 54 has been arranged at juxtaposition here. If it puts in another way, an intensifier injection system (jerk injector) is constituted by "an intensifier 54, the piston control valve 60, the oil sac 42 for injection control, and the injection control valve 52" to a fuel injection nozzle 34.

[0068]

It is here,

1) When a fuel is injected by the pressure accumulator injection system (common rail injector) Before injection initiation, the injection control valve 52 is maintained to a closed state, and the pressure in the oil sac 42 for injection control is made equal to the pressure in a pressure accumulator 32 (common rail pressure). Thereby, the needle valve 48 in a fuel injection nozzle 34 is forced on a nozzle sheet 50 through the command piston 58, and a needle valve 48 is held in the state of a closedown.

[0069]

In case fuel oil is injected, an intensifier 54 is made into a non-operative condition by making the

piston control valve 60 into a closed state, and the fuel oil from a pressure accumulator 32 is further fed through the pressure latching valve 40 by the reserve well 62 in a fuel injection nozzle 34. If the fuel oil of the oil sac 42 for injection control is removed by opening the injection control valve 52 at this time, the pressure which stops the needle valve 48 in a fuel injection nozzle 34 will decrease, and, on the other hand, as for the inside (reserve well 62) of a fuel injection nozzle 34, said common rail pressure will be maintained. Thereby, the needle valve 48 in a fuel injection nozzle 34 is opened wide, and the fuel oil from a pressure accumulator 32 is injected from a fuel injection nozzle 34 directly (as it is).

[0070]

In case fuel injection is ended, the pressure of the oil sac 42 for injection control is made equal to common rail pressure by closing the injection control valve 52 again. It is again pushed in the direction of a closedown through the command piston 58, and the needle valve 48 in a fuel injection nozzle 34 sits down to a nozzle sheet 50, and is held by this, and fuel injection is completed.

2) When a fuel is injected by the intensifier injection system (jerk injector)

Before injection initiation, the injection control valve 52 is maintained in the clausilium condition, and the pressure in the oil sac 42 for injection control is made equal to the pressure in a pressure accumulator 32 (common rail pressure). Thereby, the needle valve 48 in a fuel injection nozzle 34 is forced on a nozzle sheet 50 through the command piston 58, and a needle valve 48 is held in the state of a closedown.

[0071]

In case fuel oil is injected, fuel oil is made to flow into an intensifier 54 (cylinder 56) by opening the piston control valve 60. Thereby, a piston 58 moves and it boosts fuel pressure. Then, the fuel oil pressurized by the intensifier 54 is fed by the reserve well 62 in a fuel injection nozzle 34, and the oil sac 42 for injection control. In addition, in this condition, the pressure latching valve 40 worked and the fuel oil which it boosted has prevented flowing into a pressure accumulator 32 side. Furthermore, when the fuel oil which it boosted reaches a predetermined pressure, the pressure which stops the needle valve 48 in a fuel injection nozzle 34 decreases by removing the fuel oil of the oil sac 42 for injection control by the injection control valve 52, and, on the other hand, the pressure of the fuel oil pressurized by said intensifier 54 is acting in a fuel injection nozzle 34 (reserve well 62). Thereby, the needle valve 48 in a fuel injection nozzle 34 is opened wide, and the fuel oil which it boosted with the intensifier 54 is injected from a fuel injection nozzle 34.

[0072]

In case fuel injection is ended, the pressure of the oil sac 42 for injection control is again made equal to the pressure in a fuel injection nozzle 34 (reserve well 62) by the injection control valve 52. It is pushed in the direction of a closedown, and the needle valve 48 in a fuel injection nozzle 34 sits down to a nozzle sheet 50, and is held by this, and fuel injection is completed.

[0073]

Furthermore, in preparation for the next injection, the piston control valve 60 of an intensifier 54 is closed, the fuel in an intensifier 54 (cylinder 56) is wide opened to atmospheric air through an orifice 59, and a piston 58 is again moved to the original location. If down-stream fuel pressure turns into below common rail pressure from the pressure latching valve 40 in connection with this, the pressure latching valve 40 will open wide promptly, and it will become fuel pressure almost equal to common rail pressure.

[0074]

Thus, in the fuel injection equipment 30 concerning the gestalt of this operation, change control can be carried out and fuel injection of the high-pressure injection which sends the fuel oil which pressurized the fuel oil from a pressure accumulator 32 further with the intensifier 54 with the low voltage injection which sends to a fuel injection nozzle 34 as it is, and injects to a fuel injection nozzle 34, and injects can be carried out. Therefore, a fuel injection equipment 30 does the following effectiveness so fundamentally.

[0075]

****1** The fuel of the (common rail pressure) from a pressure accumulator 32 is supplied to an intensifier 54, and since this is boosted and injected, super-high injection pressure-ization (for example, maximum injection pressure 300MPa) sharply exceeding the injection pressure by the

conventional common rail injection system is realizable. Therefore, while being able to inject a fuel in a suitable fuel injection period at the time of a high engine speed and a heavy load and being able to attain improvement in the speed more, good combustion is attained and a high power engine can be realized by low emission.

[0076]

Moreover, it is possible to compensate reduction of the spraying accomplishment force by minor-diameter-izing of the diameter of nozzle hole of a fuel injection nozzle by extra-high voltage-ization of injection pressure, and by this, since the oxygen of a combustion chamber is effectively utilizable, also in a high rotational frequency, smoked discharge can realize few good combustion conditions.

[0077]

Furthermore, since it is not necessary to always accumulate a super-high injection pressure, as compared with the conventional common rail injection system which always accumulates predetermined high injection pressure, it is advantageous from the point of the reinforcement of an injection system, and low cost-ization can also be attained.

[0078]

****2** Since it is the structure where a fuel is supplied from a pressure accumulator 32 when the parallel arrangement of the intensifier 54 is carried out to the pressure accumulator injection system (common rail injector) and down-stream fuel pressure becomes below common rail pressure from the pressure latching valve 40, when carrying out after injection at the time of a high rotational frequency and a heavy load, a fuel is not injected with the low voltage below common rail pressure. The combustion facilitatory effect by the fuel by which the fuel itself by which after injection was carried out did not cause [of a smoke] generating, and after injection was carried out since after injection of the spraying of a good atomization condition was carried out by this carrying out disturbance of the burning space can be pulled out to the maximum extent.

[0079]

Moreover, since change control can be carried out and fuel injection of low voltage injection and the high-pressure injection can be carried out, the optimal injection pressure can be respectively set up by pilot injection, the Maine injection, and after injection.

[0080]

Furthermore, it is possible to inject combining injection with common rail pressure and the injection which operated the intensifier 54 free, and the degree of freedom of an injection pattern is large.

[0081]

****3** since it is the structure where a fuel is supplied from a pressure accumulator 32 when the parallel arrangement of the intensifier 54 is carried out to the pressure accumulator injection system (common rail injector) and down-stream fuel pressure becomes below common rail pressure from the pressure latching valve 40 and fuel pressure does not become below the vapor pressure of a fuel, there are no worries about the erosion of the oilway by cavitation generating, and endurance is markedly alike and improves.

[0082]

****4** Since the parallel arrangement of the intensifier 54 is carried out to the pressure accumulator injection system (common rail injector), where between a pressure accumulator 32 and intensifiers 54 is intercepted, even if an intensifier 54 breaks down, it can inject with common rail pressure. For this reason, an engine does not stop suddenly.

[0083]

moreover, in the fuel injection equipment 30 applied to the gestalt of operation of **** 1 here Since change control can be carried out and fuel injection of low voltage injection and the high-pressure injection can be carried out like the above-mentioned, Although the optimal injection pressure can be respectively set up by pilot injection, the Maine injection, and after injection, it is possible to inject moreover, combining injection with common rail pressure and the injection which operated the intensifier 54 free and fuel injection can be carried out by various injection patterns Furthermore, since the projection 61 as a flow rate modification means which can change the flow rate of the fuel which flows into a cylinder 56 by the piston control valve 60 is formed, By controlling the inflow of fuel oil by changing the area (substantial opening area of passage) of the fuel passage 57 to a cylinder 56 (orifice control being carried out) It becomes possible to control the injection rate of the

fuel injected from a fuel injection nozzle 34, and fuel injection can be carried out by the injection pattern of arbitration.

[0084]

That is, if according to the fuel injection equipment 30 concerned it faces carrying out fuel injection and the piston control valve 60 is moved, according to the movement magnitude (the amount of lifts) of this piston control valve 60, a substantial opening area of the fuel passage 57 of a cylinder 56 will be changed by projection 61. If the opening area of the fuel passage 57 of a cylinder 56 is changed, the inflow of the fuel into a cylinder 56 will be changed, the passing speed (variation rate rate) of a piston 58 will be changed, and it will become possible to set the boost rate of the fuel sent to a fuel injection nozzle 34, i.e., the injection rate of the fuel injected from a fuel injection nozzle 34, as arbitration. Therefore, a fuel-injection pattern with a very high degree of freedom is realizable.

[0085]

For example, in boosting steeply the fuel of intensifier 54 lower stream of a river, the amount of lifts of the piston control valve 60 is enlarged, and it enlarges opening area of the fuel passage 57. By this, since the pressure in a cylinder 56 increases quickly, the displacement rate of a piston 58 becomes quick and a steep pressure buildup can be obtained. On the other hand, in boosting gently the fuel of intensifier 54 lower stream of a river, the amount of lifts of the piston control valve 60 is made small, and it makes opening area of the fuel passage 57 small. By this, since the pressure in a cylinder 56 increases gently, the displacement rate of a piston 58 becomes slow and a loose pressure buildup can be obtained.

[0086]

As it follows, for example, is shown in drawing 3 (A) and drawing 3 (B), it can be set as the property which the R/C of the fuel pressure of intensifier 54 lower stream of a river increases with time amount.

[0087]

In case it will face carrying out fuel injection if it puts in another way, a needle valve 48 will be wide opened if the configuration of projection 61 etc. is set up according to the optimal injection rate (for example, injection rate of the optimal pilot injection according to an engine speed or loaded condition, or the Maine injection) of the fuel injected from a fuel injection nozzle 34, and fuel injection is carried out, fuel injection can be carried out with said optimal injection rate. And if the piston control valve 60 is considered as the configuration which performs position control (drive) using a PZT actuator or a supermagnetostrictor Since the lift rate of the piston control valve 60 can be changed free, or position control can be performed so that migration (lift) of the piston control valve 60 may be stopped on the way (in mid-position), It becomes possible to set the change rate of the opening area of the fuel passage 57 of a cylinder 56, i.e., the change rate of the inflow of the fuel into a cylinder 56, i.e., the boost rate of the fuel sent to a fuel injection nozzle 34, i.e., the injection rate of the fuel injected from a fuel injection nozzle 34, as arbitration.

[0088]

Like the fuel-injection pattern shown in drawing 4, by this Pilot injection, When carrying out the Maine injection and multi-injection which performs after injection The rate of after [boot fuel-injection-period termination] pressure build-up (theta 1), the highest injection pressure attainment direct total-pressure force rate of increase (theta 2), The rate of a pressure drop at the time of the Maine injection termination (theta 3) etc. is freely controllable to become the optimal fuel-injection pattern according to an engine speed or loaded condition (it sets up, or changes and carries out).

[0089]

Namely, when an injection pressure inclines (especially the highest injection pressure attainment direct total-pressure force R/C (theta 2) of the fuel-injection pattern shown in drawing 4 mentioned above and the rate of pressure drawdown at the time of the Maine injection termination (theta 3)) and it changes this, it is decided [a stationary and] by balance of the fuel quantity sent out from a piston 58, and the fuel quantity which blows off from a fuel injection nozzle 34 by improving an injection pressure whether to fall. The injection pressure is improved if [than the fuel quantity from which the fuel quantity sent out from a piston 58 blows off] more. An injection pressure will become a stationary if the fuel quantity which blows off from a fuel injection nozzle 34 is the same as the amount sent out from a piston 58. If fewer than the fuel quantity from which the fuel quantity sent

out from a piston 58 blows off on the other hand, the injection pressure falls.

[0090]

Thus, in the opening area control performed by changing the area (substantial opening area of passage) of the fuel passage 57 to a cylinder 56 by the piston control valve 60 (projection 61), the rate of increase and the decreasing rate of an injection pressure can be changed directly, and the highest injection pressure changes in connection with the rate of increase of an injection pressure.

[0091]

Here, when carrying out multi-injection by the fuel-injection pattern shown in drawing 4 mentioned above, the method of setting up an injection rate by changing the area of the fuel passage 57 of a cylinder 56 by the piston control valve 60 is shown to drawing 5 thru/or drawing 7 by the rough diagram. In this case, the pattern with which drawing 5 changes the rate of an after [boot fuel-injection-period termination] pressure buildup (theta 1) is shown, the pattern with which drawing 6 changes the highest injection pressure attainment direct total-pressure force R/C (theta 2) is shown, and the pattern with which drawing 7 changes the rate of pressure drawdown at the time of the Maine injection termination (theta 3) is shown.

[0092]

thus, in the fuel injection equipment 30 concerning the gestalt of operation of **** 1 By controlling the inflow of fuel oil by changing the area (substantial opening area of passage) of the fuel passage 57 to a cylinder 56 by the piston control valve 60 (the movement magnitude and the migration stage of the piston control valve 60 are adjusted) The injection rate of the fuel injected from a fuel injection nozzle 34 can be set as arbitration (the degree of freedom of the fuel-injection pattern based on the injection rate of a fuel is expanded). (modification)

[0093]

Moreover, especially, with this fuel injection equipment 30, since it is the configuration of changing the area of the fuel passage 57 of a cylinder 56 by the piston control valve 60, changing the inflow of the fuel into a cylinder 56, and changing the passing speed (variation rate rate) of a piston 58, even when the highest injection pressure is low, the rate of injection pressure build-up can be set up highly temporarily.

[0094]

Furthermore, although "the Maine injection" was indicated in the above explanation, it is changing and controlling the fuel flow passage area of a cylinder 56 by the piston control valve 60 similarly about "after injection", and control of the rate of increase of an injection pressure and a decreasing rate and control of a pressure are possible.

[0095]

In addition, there are usually very few amounts of after injection [in this case / the amount of the Maine injection]. For example, the injection quantity per time may call it one to 2 cubic millimeter. In that case, since the lift of the needle valve 48 of a fuel injection nozzle 34 calls it a sheet choke period, distinction of whether have changed the rate of increase of an injection pressure and a decreasing rate clearly is difficult. However, it is possible to control the pressure of after injection also by the case of such minimum injection quantity by said opening area control. It is exactly that control of the rate of increase of this, i.e., an injection pressure, or a decreasing rate has accomplished. moreover, the amount of after injection has 5% or more of Maine injection quantity -- if it becomes, generally it will be called split injection in this case. Control of the rate of increase of an injection pressure, a decreasing rate, and the highest injection pressure is possible by said opening area control like the time of the Maine injection also to the case of this split injection.

[0096]

Thus, according to the fuel injection equipment 30 concerning the gestalt of operation of **** 1, the injection rate of the fuel injected from a fuel injection nozzle 34 can be set as arbitration by controlling the inflow of fuel oil by changing the opening area of the fuel passage 57 to a cylinder 56 by the piston control valve 60 (the degree of freedom of the fuel-injection pattern based on the injection rate of a fuel is expanded). (modification)

[0097]

Thereby, according to this fuel injection equipment 30, the following effectiveness is done so.

**1 Generally, in diesel combustion, as shown in drawing 8 (A), after fuel injection is started, it has

some time amount (ignition-delay period) by ignition. In the case of the rectangle injection rate according [a fuel-injection pattern] to a pressure accumulator injection system (common rail injector), since a lot of fuels which a lot of fuels during said ignition-delay period were injected, and were injected during this ignition-delay period burn at once, the increment in NOx and the noise will be caused.

[0098]

On the other hand, with this fuel injection equipment 30, if fuel injection is carried out by the fuel-injection pattern which controlled the initial injection rate as shown in drawing 8 (B), it can consider as the good combustion with low NOx and noise.

****2** On an engine's full load conditions, fuel injection timing and the injection quantity are restricted by the maximum cylinder internal pressure, in order to secure an engine's reinforcement. Here, as shown in drawing 9 (A), in the case of the rectangle injection rate according [a fuel-injection pattern] to a pressure accumulator injection system (common rail injector), there are many early amounts of combustion, and they cannot advance fuel injection timing to it.

[0099]

On the other hand, since the fuel-injection pattern which controlled the initial injection rate, then fuel injection timing can be advanced and a lot of fuels can be injected with this fuel injection equipment 30 as shown in drawing 9 (B), high torque can be acquired. And NOx and the noise can also be reduced at this time.

****3** When the usual pressure accumulator injection system (common rail injector) performs multi-injection, each injections (pilot injection, the Main injection, after injection, postinjection, etc.) of all are performed by the same pressure. However, there is the optimal pressure for each injection in fact. In the fuel injection by this fuel-injection approach, since each injection can be performed as it is the the best for each when performing multi-injection, an exhaust air property improves and the noise decreases.

[0100]

For example, if the pressure of pilot injection is too high, problems, such as an increment in unburnt [by wall surface adhesion of a fuel / HC] and oil dilution, will be produced. Moreover, there is a problem of ****** that the controllability at the time of slight amount injection is bad, pilot combustion is intense at the time of contiguity pilot injection, and the noise-reduction effectiveness is not fully acquired. On the contrary, if the pressure of pilot injection is too low, reduction of the noise-reduction effectiveness by aggravation of atomization and the increment in a smoke will pose a problem.

[0101]

On the other hand, in this fuel injection equipment 30, since the pressure of pilot injection can be independently set up uniquely with the Main injection, the effectiveness of pilot injection improves.

[0102]

Moreover, generally, as a valve format of a "piston control valve", as shown in drawing 10 (A) or drawing 10 R> 0 (B), the raised-face format is known and the effective passage cross sectional area is prescribed by the valve-seat section here. That is, the control valve of the raised-face format concerned is the configuration (the so-called sheet aspect product control) of adjusting the cross sectional area in the valve-seat section by controlling the amount of lifts of a bulb (movement magnitude).

[0103]

on the other hand, in the fuel injection equipment 30 concerning the gestalt of operation of ****** 1** The cross sectional area in the valve-seat section like the above-mentioned is adjusted (sheet aspect product control). the projection 61 which changes the area of the fuel passage 57 with migration of the piston control valve 60 -- that is Projection 61 is formed in the piston control valve 60 which attends the fuel passage 57 (orifice). It is the configuration (the so-called orifice control) of having provided the "fuel flow-passage-area adjustable function" to change the area of the fuel passage 57 by the location of projection 61 being changed according to the movement magnitude (the amount of lifts) of this piston control valve 60.

[0104]

therefore, in the thing (sheet aspect product control) of a general configuration of adjusting the cross sectional area in the valve-seat section like the above-mentioned With the fuel injection equipment 30 concerning the gestalt of operation of **** 1, the cross sectional area in the valve-seat section to changing to a linear to the amount of lifts of a bulb (movement magnitude) By setting up various configurations of the above "projection 61" suitably, change of the area of the fuel passage 57 to the movement magnitude (the amount of lifts) of the piston control valve 60 can be set up free. This is enabled to set the injection rate of the fuel injected from a fuel injection nozzle 34 as arbitration, and a fuel-injection pattern with a very high degree of freedom can be realized.

[0105]

For this reason, the following characteristic outstanding effectiveness is done so in the fuel injection equipment 30 concerning the gestalt of operation of **** 1.

1) Improvement in injection pressure setting precision

In the thing (sheet aspect product control) of a general configuration of adjusting the cross sectional area in the valve-seat section like the above-mentioned As Line B shows to drawing 11, it is the configuration that the cross sectional area in the valve-seat section changes to a linear to the amount of lifts of a bulb (movement magnitude). The setting precision of the amount of lifts of a bulb will call it the setting precision of the cross sectional area in the valve-seat section (it depends for the setting precision of the cross sectional area in the valve-seat section on the setting precision of the amount of lifts of a bulb uniquely).

[0106]

By simulation, in case these people do fuel injection by the intensifier injection system (jerk injector), here In injecting with injection pressure slightly higher than the fuel pressure (the working pressure of an intensifier 54, i.e., common rail pressure) which flows into the cylinder 56 of an intensifier 54 by the piston control valve 60 The way which made fuel inflow to the cylinder 56 of an intensifier 54 fewer than the inflow by disconnection of the bulb of said general configuration acquired the knowledge that the setting precision of injection pressure could be raised. then, as in such a case it is alike and Line A shows at drawing 11 By considering relation of the area of the fuel passage 57 to the movement magnitude (the amount of lifts) of the piston control valve 60 as the configuration whose change of the area of the fuel passage 57 decreases as the time of small movement magnitude (at the time of the amount of small lifts) Gap of the fuel flow passage area to the gap X from the setting desired value of the movement magnitude (the amount of lifts) of the piston control valve 60 can be made small (to the amount Z of gaps of the bulb of a general configuration, in the gestalt of this operation, it is the amount Y of gaps, and is $Y < Z$). If it puts in another way, the width of face of the desired value of the movement magnitude (the amount of lifts) of the piston control valve 60 will spread to a fuel flow passage area to obtain, namely, even if the movement magnitude (the amount of lifts) of the piston control valve 60 has shifted from setting desired value somewhat, the effect to a fuel flow passage area will become small. Therefore, the setting precision of injection pressure (fuel flow passage area of the piston control valve 60) can be raised.

2) Improvement in the endurance of the valve-seat section

In the thing (sheet aspect product control) of a general configuration of adjusting the cross sectional area in the valve-seat section, as mentioned above, the valve-seat section (the opening) becomes the minimum flow passage area. Here, in the thing of such a configuration, the bulb concerned of the pressure of the sheet section upstream is the working pressure (namely, common rail pressure) at the time (at the time [A bulb the sheet section] of taking a seat) of un-operating, and the sheet section downstream (piston major-diameter side of an intensifier) is atmospheric pressure. When the bulb concerned is operated from this condition and a fuel is made to flow into the piston major-diameter side (primary chamber of a cylinder) of an intensifier, it is the largest immediately after the differential pressure (sheet section upstream and downstream) before and behind the sheet section operated the bulb concerned (namely, "working pressure-atmospheric pressure"). Thus, when said differential pressure is large, it is easy to generate cavitation. Since it generates in the valve-seat section, the part concerned will corrode and this cavitation will cause a poor sheet. A such poor sheet is the serious and fatal problem which spoils the boost function of equipment.

[0107]

On the other hand, the configuration of the "projection 61" of the piston control valve 60 is set up appropriately, and when there is little movement magnitude (the amount of lifts) of the piston control valve 60, it can constitute from a fuel injection equipment 30 concerning the gestalt of operation of **** 1 so that the area of the fuel passage 57 may become still smaller than the opening area (said minimum flow passage area) of the valve-seat section (fuel passage 57). Therefore, differential pressure (sheet section upstream and downstream) before and behind said sheet section can be made small by this, and generating of cavitation can be prevented even if it is immediately after operating the piston control valve 60 concerned. For this reason, the member corrosion resulting from the cavitation generated in the valve-seat section can be prevented, and dependability and endurance improve sharply.

[0108]

Here, the example of a setting of the relation between the movement magnitude (the amount of lifts) of the piston control valve 60 and the fuel flow passage area by projection 61 is shown to drawing 12 (A) and drawing 12 (B). In each drawing, Line B is the thing of a general configuration of adjusting the cross sectional area in the valve-seat section. Moreover, the area of the fuel passage 57 shows the example of a setting which changes smoothly to the line A of drawing 12 (A) with migration (lift) of the piston control valve 60, and when the movement magnitude (the amount of lifts) of the piston control valve 60 is small, the example of a setting which gave the field to which the area of the fuel passage 57 is kept constant in a certain range is shown in the line C of drawing 12 (B). The area of the fuel passage 57 in early stages of [migration] the piston control valve 60 which cavitation tends to generate by considering as such a configuration It can prevent becoming the same as the opening area (said minimum flow passage area) of the valve-seat section (being able to constitute so that it may become still smaller). By this Even if it is immediately after operating the piston control valve 60 concerned, generating of cavitation can be prevented, the member corrosion resulting from the cavitation generated in the valve-seat section can be prevented, and dependability and endurance improve sharply.

3) Reduction of cylinder 56 volume by the side of the major-diameter piston 58 of an intensifier 54 (miniaturization)

In the fuel injection equipment 30 concerning the gestalt of operation of **** 1, since it is the configuration of having formed the projection 61 in the piston control valve 60 as the fuel passage 57 (orifice) is attended, cylinder 56 volume by the side of the major-diameter piston 58 of an intensifier 54 (volume formed in the major-diameter piston 58 upper part in drawing 2) can be reduced (miniaturization).

[0109]

If cylinder 56 volume by the side of the major-diameter piston 58 of an intensifier 54 is large when there is little movement magnitude (the amount of lifts) of the piston control valve 60 and it constitutes so that the area of the fuel passage 57 may become very small as indicated above "2 Improvement in the endurance of the valve-seat section", the pressure buildup in the cylinder 56 volume concerned may become slow too much. Since the cylinder 56 volume concerned can be reduced by the projection 61 prepared in this point and the piston control valve 60, even if it sets up the area of the fuel passage 57 quite small for the cavitation prevention in the valve-seat section, the suitable pressure buildup in the cylinder 56 volume concerned can be obtained.

4) Reduction of NOx and the noise, and a high increase in power

Although the fuel pressure rise hysteresis of the intensifier 54 to an engine's crank angle can be set as arbitration with the fuel injection equipment 30 concerning the gestalt of operation of **** 1 by setting up suitably the relation between the movement magnitude (the amount of lifts) of the piston control valve 60, and the fuel flow passage area by projection 61 as mentioned above By furthermore, the thing for which the phase contrast of actuation of the piston control valve 60 and the injection control valve 52 is controlled (the timing which the stage and the injection control valve 52 which operate the piston control valve 60 are operated, and starts injection is controlled) While being able to reduce NOx and the noise, a high increase in power can be attained.

[0110]

Namely, the control bulb of a general configuration of that the relation of "piston 58 location of the crank angle-intensifier 54" adjusts a cross sectional area as shown in drawing 13 (A), In the piston

control valve 60 which starts the gestalt of operation of **** 1 by both the piston control valves 60 concerning the gestalt of operation of **** 1 as Line A shows to drawing 13 (B), even if the same The configuration of "projection 61" can be set as the property which the opening area of the fuel passage 57 increases gently to a crank angle by setting up appropriately. For this reason, as Line A shows to drawing 13 (C), it can be set as the property which the fuel pressure rise hysteresis of the intensifier 54 to an engine's crank angle increases gently.

[0111]

By controlling the timing which the stage and the injection control valve 52 which operate the piston control valve 60 like the above-mentioned are operated here, and starts injection, if the injection control valve 52 is operated to timing T1 for example, at the time of a low speed, as Line A shows to drawing 13 (D), an initial injection rate is reduced, fuel injection can be carried out and NOx and the noise can be reduced. Moreover, for example, if the injection control valve 52 is operated to timing T2 at the time of a high speed and a heavy load, as Line A shows to drawing 13 (E), injection by the excessive fuel injection period can be controlled, and a high increase in power can be attained.

[0112]

In addition, in drawing 13, the broken line has shown the property of the control bulb of a general configuration of adjusting a cross sectional area.

[0113]

As explained above, in the fuel injection equipment 30 concerning the gestalt of operation of **** 1, while being able to inject a fuel with sharply high super-high injection pressure compared with the former, the highest injection pressure is not uniquely determined by the fuel pressure of a pressure accumulator 32, good combustion and an exhaust air property can be realized, and, moreover, it becomes possible to perform fuel injection by the fuel-injection pattern of arbitration (the degree of freedom of the fuel-injection pattern based on the injection rate of a fuel is expanded).

[0114]

Next, the gestalt of other operations of this invention is explained. In addition, the same sign as the gestalt of said 1st operation is fundamentally given to the same components with the gestalt of said 1st operation, and the explanation is omitted.

[The gestalt of the 2nd operation]

The configuration for the principal part of the fuel injection equipment 70 concerning the gestalt of operation of the 2nd of this invention is shown in drawing 14.

[0115]

In the fuel injection equipment 70, the projection 72 as a flow rate modification means is formed in a part for the point of the piston control valve 60. This projection 72 is made into the configuration with two steps of stages, and it is the configuration that a substantial opening area of the fuel passage 57 of a cylinder 56 can be changed with migration of the piston control valve 60. Thereby, the inflow of the fuel oil which flows into a cylinder 56 by the piston control valve 60 can be controlled now.

[0116]

In this fuel injection equipment 70, as shown in drawing 15 (A) and drawing 15 (B), it can be set as the property which the R/C of the fuel pressure of intensifier 54 lower stream of a river increases with time amount. Therefore, it becomes possible to set the injection rate of the fuel injected from a fuel injection nozzle 34 as arbitration like the fuel injection equipment 30 concerning the gestalt of the 1st operation mentioned above, and the same effectiveness as the fuel injection equipment 30 concerning the gestalt of the 1st operation is done so.

[The gestalt of the 3rd operation]

The whole fuel-injection-equipment 80 configuration concerning the gestalt of operation of the 3rd of this invention is shown in drawing 16.

[0117]

It is the configuration that it is prepared about the piston control valve 60 corresponding to the piston 58 by the side of the minor diameter of an intensifier 54, a piston 58 can be moved by making the fuel oil in a cylinder 56 flow out in a fuel injection equipment 80, and the fuel pressure of the downstream can be made to increase rather than the pressure latching valve 40.

[0118]

Namely, it sets in the gestalt of the 1st mentioned above and the 2nd operation. Although considered

as the configuration which sets the injection rate of the fuel injected from a fuel injection nozzle 34 by controlling the inflow of fuel oil by changing a substantial opening area of the fuel passage 57 to a cylinder 56 about the piston control valve 60 as arbitration (modification) In the fuel injection equipment 80 concerning the gestalt of the 3rd operation It constitutes so that the flow from the cylinder 56 of fuel oil may be controlled by changing the opening area of the fuel passage (outflow way) of a cylinder 56 about the piston control valve 60. By this It has the composition that the injection rate of the fuel injected from a fuel injection nozzle 34 can be set as arbitration (modification).

[0119]

Even if it is this case, said 1st [the] and the same various fuel-injection patterns as the gestalt of the 2nd operation can be set up, and same operation and effectiveness are done so.

[The gestalt of the 4th operation]

The configuration for the principal part of the fuel injection equipment 90 concerning the gestalt of operation of the 4th of this invention is shown in drawing 17 .

[0120]

In the fuel injection equipment 90, the fixed orifice 92 and the movable orifice 94 as a flow rate modification means are prepared about the piston control valve 60. This fixed orifice 92 is open for free passage to the oil sac 63 of the piston control valve 60. Moreover, the movable orifice 94 overlaps the periphery of a fixed orifice 92, is opened for free passage and prepared in it, and has the composition that moreover a polymerization degree with a fixed orifice 92 is changed by moving. Furthermore, it connects with the engine centrifugal spark advancer 96 as a migration means, the movable orifice 94 makes the oil pressure of the square of an engine speed act, and it is constituted so that the movable orifice 94 may be moved.

[0121]

In this fuel injection equipment 90, it faces carrying out fuel injection and the movable orifice 94 on which the oil pressure of the square of an engine speed acted with the engine centrifugal spark advancer 96 is moved. Thereby, the polymerization degree of the movable orifice 94 and a fixed orifice 92 is changed, and a substantial opening area of the orifice concerned is changed.

[0122]

In this case, as shown in drawing 18 (A) and drawing 18 (B), the movement magnitude of the movable orifice 94 is proportional to a square, the oil pressure, i.e., the engine speed, which acts in general. Therefore, the polymerization degree of the movable orifice 94 and a fixed orifice 92 becomes large, and the effective flow passage area of the fuel oil which flows into the oil sac 63 of the piston control valve 60 becomes large, so that an engine speed is high. It becomes possible to change the fuel pressure (the R/C) which flows into a cylinder 56, and to change the passing speed of a piston 58 by the piston control valve 60, by this.

[0123]

In this case, the relation of the effective opening area of the passage concerned to an engine speed can be set up free by setting up suitably the configurations of the movable orifice 94 and a fixed orifice 92 (for example, a rectangle, circular, a trapezoid, etc.), or changing that number.

[0124]

If the configuration of a fixed orifice 92 and the movable orifice 94, the passing speed of the movable orifice 94 by engine centrifugal-spark-advancer 96 grade, etc. are set up according to the injection rate with the fuel optimal if it puts in another way injected from a fuel injection nozzle 34 (for example, injection rate of the optimal pilot injection according to an engine speed or loaded condition, or the Maine injection), in case a needle valve 48 is opened wide and fuel injection is carried out, fuel injection can be carried out with said optimal injection rate. Therefore, a fuel-injection pattern with a very high degree of freedom is realizable.

[0125]

Thus, also in a fuel injection equipment 90, it becomes possible to set the injection rate of the fuel injected from a fuel injection nozzle 34 as arbitration like the fuel injection equipment 30 concerning the gestalt of the 1st operation mentioned above, and the same effectiveness as the fuel injection equipment 30 concerning the gestalt of the 1st operation is done so.

[0126]

In addition, although the above-mentioned explanation showed the configuration which performs control of the movable orifice 94 by the oil pressure force using the engine centrifugal spark advancer 96, it is good also as a configuration directly controlled by the PZT actuator, electromagnetic force, or oil pressure, without using the engine centrifugal spark advancer 96.

[The gestalt of the 5th operation]

The whole fuel-injection-equipment 100 configuration concerning the gestalt of operation of the 5th of this invention is shown in drawing 19.

[0127]

In the fuel injection equipment 100, the pressure governor 102 as a flow rate modification means is formed in the oilway 64 from the pressure accumulator 32 with which the piston control valve 60 is formed.

[0128]

In this fuel injection equipment 100, it faces carrying out fuel injection and the inflow pressure of the fuel to a cylinder 56 is changed by the pressure governor 102. Thereby, the passing speed of a piston 58 is changed and it becomes possible to set the injection rate of the fuel injected from a fuel injection nozzle 34 as arbitration. Therefore, a fuel-injection pattern with a very high degree of freedom is realizable.

[0129]

Thus, also in a fuel injection equipment 100, it becomes possible to set the injection rate of the fuel injected from a fuel injection nozzle 34 as arbitration like the fuel injection equipment 30 concerning the gestalt of the 1st operation mentioned above, and the same effectiveness as the fuel injection equipment 30 concerning the gestalt of the 1st operation is done so.

[0130]

In addition, like the above-mentioned, it cannot restrict for considering as the configuration which forms a pressure governor 102 in an oilway 64 from a pressure accumulator 32, and changes the inflow pressure of the fuel to a cylinder 56, but the pressure governor 102 concerned can be formed corresponding to the piston 58 by the side of the minor diameter of an intensifier 54 (preparing in a fuel outflow way from a cylinder 56), and it can also consider as the configuration which changes the outflow pressure of the fuel oil which flows out of the inside of a cylinder 56.

[The gestalt of the 6th operation]

The whole fuel-injection-equipment 110 configuration concerning the gestalt of operation of the 6th of this invention is shown in drawing 20.

[0131]

In this fuel injection equipment 110, the residual-pressure regulator valve 112 as a residual-pressure adjustment means is formed in the cylinder 56 of the intensifier 54 with which the piston control valve 60 is formed. It connects with the cylinder 56 by the side of the major-diameter piston 58 of an intensifier 54 through the orifice 114, and this residual-pressure regulator valve 112 can adjust the pressure in a cylinder 56 (major-diameter piston 58 side) to a predetermined pressure at the time of un-operating [of the piston control valve 60].

[0132]

If the differential pressure (sheet section upstream and downstream) before and behind the valve-seat section of the piston control valve 60 is large as mentioned above, it will be easy to generate cavitation immediately after operating the piston control valve 60 concerned.

[0133]

In this point and a fuel injection equipment 110, by the residual-pressure regulator valve 112, since the pressure in the cylinder 56 by the side of the major-diameter piston 58 of an intensifier 54 can be maintained to place constant pressure, without making it fall to atmospheric pressure, the member corrosion resulting from the cavitation generated in the valve-seat section of the piston control valve 60 can be prevented (since a residual pressure is secured), and dependability and endurance improve sharply.

[0134]

In addition, although the residual-pressure regulator valve 112 was considered as the configuration (configuration which has arranged the residual-pressure regulator valve 112 to the downstream of an orifice 114) connected to the cylinder 56 through the orifice 114 in the fuel injection equipment 110

concerning the gestalt of operation of ***** 6, it is good for the upstream of not only this but the orifice 114 also as a configuration which has arranged the residual-pressure regulator valve 112.

[0135]

Moreover, also as the configuration which united not only this but the residual-pressure regulator valve 112 with the piston control valve 60, i.e., a configuration of a cross valve format with the function as a residual-pressure regulator valve for the piston control valve 60, although the residual-pressure regulator valve 112 was considered as the configuration which prepares independently in the piston control valve 60 with the fuel injection equipment 110 concerning the gestalt of operation of ***** 6 while considering the piston control valve 60 as the configuration of a two-way-valve format, it is good.

[The gestalt of the 7th operation]

The whole fuel-injection-equipment 120 configuration concerning the gestalt of operation of the 7th of this invention is shown in drawing 21.

[0136]

Fundamentally, although this fuel injection equipment 120 is the same configuration as the fuel injection equipment 80 (drawing 16) concerning the gestalt of the 3rd operation mentioned above, it has the composition that the orifice 122 and the residual-pressure regulator valve 124 were formed between the cylinder 56 of an intensifier 54, and the piston control valve 60. Thereby, the piston control valve 60 can adjust the pressure in a cylinder 56 to a predetermined pressure by the residual-pressure regulator valve 124 at the time of un-operating [of the piston control valve 60] while it can move a piston 58 and can make the fuel pressure of the downstream increase rather than the pressure latching valve 40 by making the fuel oil in a cylinder 56 flow out.

[0137]

In this fuel injection equipment 120, by the residual-pressure regulator valve 124, since the pressure in the cylinder 56 of an intensifier 54 can be maintained to place constant pressure, without making it fall to atmospheric pressure, the member corrosion resulting from cavitation can be prevented (since a residual pressure is secured), and dependability and endurance improve sharply.

[0138]

In addition, although considered as the configuration (configuration which has arranged the residual-pressure regulator valve 124 to the upstream of the piston control valve 60) which formed the residual-pressure regulator valve 124 between the cylinder 56 of an intensifier 54, and the piston control valve 60 in the fuel injection equipment 120 concerning the gestalt of operation of ***** 7, it is good for the downstream of not only this but the piston control valve 60 also as a configuration which has arranged the residual-pressure regulator valve 124.

[0139]

Moreover, although the residual-pressure regulator valve 124 was considered as the configuration (configuration which has arranged the residual-pressure regulator valve 124 to the downstream of an orifice 122) connected to the cylinder 56 through the orifice 122 in the fuel injection equipment 120 concerning the gestalt of operation of ***** 7, it is good for the upstream of not only this but the orifice 122 also as a configuration which has arranged the residual-pressure regulator valve 124.

[0140]

Furthermore, also as the configuration which united not only this but the residual-pressure regulator valve 124 with the piston control valve 60, i.e., a configuration of a cross valve format with the function as a residual-pressure regulator valve for the piston control valve 60, although the residual-pressure regulator valve 124 was considered as the configuration which prepares independently in the piston control valve 60 with the fuel injection equipment 120 concerning the gestalt of operation of ***** 7 while considering the piston control valve 60 as the configuration of a two-way-valve format, it is good.

[The gestalt of the 8th operation]

The whole fuel-injection-equipment 130 configuration concerning the gestalt of operation of the 8th of this invention is shown in drawing 22.

[0141]

In this fuel injection equipment 130, it has the re-supply means for supplying again the fuel discharged out of a cylinder 56 with closing the piston control valve 60 in preparation for the next

fuel injection, and moving the piston 58 of an intensifier 54 to the original location again to the fuel booster pump 38.

[0142]

That is, while arranging the medium-voltage common rail 132 in the lower stream of a river of the fuel booster pump 38, it has the composition of having connected the medium-voltage supply pump 136 and feed pump 138 from a tank 134 to this medium-voltage common rail 132. Moreover, the pressure regulating valve 140 is formed in the medium-voltage common rail 132. Furthermore, the residual-pressure regulator valve 142 connected to the cylinder 56 of an intensifier 54 through the orifice 143 has composition connected to the medium-voltage common rail 132. Thereby, the fuel discharged through the residual-pressure regulator valve 142 is returned to the medium-voltage common rail 132.

[0143]

In this fuel injection equipment 130, since atmospheric-air disconnection of the high-pressure fuel discharged from the cylinder 56 of an intensifier 54 is not carried out, but it is returned to the medium-voltage common rail 132 through the residual-pressure regulator valve 142 and the fuel booster pump 38 is supplied again, fuel pressure energy can be collected (reuse) and the effectiveness of an injection system can be raised.

[0144]

In addition, although the pressure of the medium-voltage common rail 132 is maintainable to place constant pressure by preparing the valve of the mechanical configuration like a pressure regulating valve 140 in the medium-voltage common rail 132. For example, if it constitutes so that it can carry out adjustable [of the pressure of the medium-voltage common rail 132] appropriately to a pressure accumulator (common rail) 32 by carrying out electric control. The residual pressure in the cylinder 56 of an intensifier 54 can be adjusted the optimal, and the effectiveness of an injection system can be raised further further.

[0145]

Moreover, although the pulsation between the medium-voltage common rails 132 can be effectively attenuated in the cylinder 56 of an intensifier 54 by having formed the residual-pressure regulator valve 142 in the fuel injection equipment 130 concerning the gestalt of the 8th operation, it is also possible to, omit and constitute the residual-pressure regulator valve 142 on the other hand.

[0146]

furthermore, **** illustrating the residual-pressure regulator valve 142 -- it may consider as the control valve which can operate not only in the thing of a mechanical configuration, but electrically, and you may constitute so that the pressure in the cylinder 56 of an intensifier 54 (or differential pressure between the inside of a cylinder 56 and the medium-voltage common rail 132) may be controlled. The pressure in the cylinder 56 of an intensifier 54 can be controlled by such configuration that controls a residual pressure electrically according to the pressure of a pressure accumulator (common rail) 32, and the effectiveness of an injection system can be raised further further with it.

[0147]

Furthermore, in the example shown in drawing 22 , although it has indicated that the residual-pressure regulator valve 142 is arranged for every injector of an engine, it is good also as a configuration which piping (duct) from the cylinder 56 of not only this but the intensifier 54 for every injector is gathered, and arranges the single residual-pressure regulator valve 142 there. By this, components mark can be reduced and reduction of cost can be aimed at.

[0148]

Furthermore, although the piston control valve 60 and the residual-pressure regulator valve 142 considered as the configuration prepared corresponding to the piston 58 by the side of the major diameter of an intensifier 54 in the fuel injection equipment 130 concerning the gestalt of the 8th operation mentioned above. Like the fuel injection equipment 120 concerning the gestalt of the 7th operation which shows not only this but the piston control valve 60 concerned and the residual-pressure regulator valve 142 to drawing 21 . While moving a piston 58 by preparing corresponding to the piston 58 by the side of the minor diameter of an intensifier 54, and making the fuel oil in a cylinder 56 flow out, it is good also as a configuration which returns the high-pressure fuel

discharged from a cylinder 56 to the medium-voltage common rail 132.

[The gestalt of the 9th operation]

The whole fuel-injection-equipment 150 configuration concerning the gestalt of operation of the 9th of this invention is shown in drawing 23 .

[0149]

Although this fuel injection equipment 150 is the same configuration as the fuel injection equipment 130 concerning the gestalt of the 8th operation fundamentally mentioned above, it is the configuration of having connected to the pressure accumulator (common rail) 32 the supply pump 152 connected to said feed pump 138 as it was.

[0150]

That is, the supply pump 152 is a configuration which pressurizes a high-pressure fuel and supplies the low voltage fuel from a tank 134 (feed pump 138) to a pressure accumulator (common rail) 32 as it is through the medium-voltage common rail 132.

[0151]

Also in this fuel injection equipment 150, the same operation and effectiveness as the fuel injection equipment 130 concerning the gestalt of the 8th operation mentioned above are done so.

[0152]

in addition, "the gestalt of the 1st operation" mentioned above -- or -- "-- the -- in gestalt" of the 9th operation, although the piston control valve 60 was explained as a configuration of a two-way-valve format, it is good also not only considering this but the piston control valve 60 concerned as a configuration of a cross valve format.

[0153]

[Effect of the Invention]

The fuel injection equipment applied to this invention as explained above While being able to inject a fuel with sharply high super-high injection pressure compared with the former, the highest injection pressure is not uniquely determined by the fuel pressure of a pressure accumulator. Good combustion, An exhaust air property can be realized and it has the outstanding effectiveness of moreover becoming possible to perform fuel injection by the fuel-injection pattern of arbitration (the degree of freedom of the fuel-injection pattern based on the injection pressure and the injection rate of a fuel being expanded).

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is the whole fuel-injection-equipment block diagram concerning the gestalt of operation of the 1st of this invention.

[Drawing 2] It is the block diagram for the principal part of the fuel injection equipment concerning the gestalt of operation of the 1st of this invention.

[Drawing 3] (A) is the diagram showing the movement magnitude of a piston control valve and the correspondence relation of a flow passage area to the fuel injection equipment concerning the gestalt of operation of the 1st of this invention, and (B) is the diagram showing the correspondence relation between the time amount from the intensifier actuation initiation in the fuel injection equipment concerning the gestalt of operation of the 1st of this invention, and fuel pressure.

[Drawing 4] It is the diagram showing the example of representation of the fuel-injection pattern of the arbitration which can be carried out with the fuel injection equipment concerning the gestalt of operation of the 1st of this invention.

[Drawing 5] It is the rough diagram showing an example of an approach which sets up an injection rate by changing a fuel flow passage area with the fuel injection equipment concerning the gestalt of operation of the 1st of this invention.

[Drawing 6] It is the rough diagram showing an example of an approach which sets up an injection rate by changing a fuel flow passage area with the fuel injection equipment concerning the gestalt of operation of the 1st of this invention.

[Drawing 7] It is the rough diagram showing an example of an approach which sets up an injection rate by changing a fuel flow passage area with the fuel injection equipment concerning the gestalt of operation of the 1st of this invention.

[Drawing 8] It is the diagram showing the effectiveness to the exhaust air and the combustion noise made with the fuel injection equipment concerning the gestalt of operation of the 1st of this

invention as compared with the former.

[Drawing 9] It is the diagram showing the effectiveness to the output produced with the fuel injection equipment concerning the gestalt of operation of the 1st of this invention as compared with the former.

[Drawing 10] It is the sectional view showing the configuration of the piston control valve of a general raised-face format.

[Drawing 11] It is the diagram showing the movement magnitude of a piston control valve and the correspondence relation of an effective flow passage area to the fuel injection equipment concerning the gestalt of operation of the 1st of this invention as compared with the former.

[Drawing 12] It is the diagram showing the example of a setting of an effective flow passage area the movement magnitude of a piston control valve, and correspondence-related in the fuel injection equipment concerning the gestalt of operation of the 1st of this invention as compared with the former.

[Drawing 13] It is a diagram for explaining the point which does the further effectiveness so by controlling the phase contrast of actuation of a piston control valve and an injection control valve in the fuel injection equipment concerning the gestalt of operation of the 1st of this invention.

[Drawing 14] It is the block diagram for the principal part of the fuel injection equipment concerning the gestalt of operation of the 2nd of this invention.

[Drawing 15] (A) is the diagram showing the movement magnitude of a piston control valve and the correspondence relation of a flow passage area to the fuel injection equipment concerning the gestalt of operation of the 2nd of this invention, and (B) is the diagram showing the correspondence relation of the movement magnitude and fuel pressure of a piston control valve to the fuel injection equipment concerning the gestalt of operation of the 2nd of this invention.

[Drawing 16] It is the whole fuel-injection-equipment block diagram concerning the gestalt of operation of the 3rd of this invention.

[Drawing 17] It is the block diagram for the principal part of the fuel injection equipment concerning the gestalt of operation of the 4th of this invention.

[Drawing 18] (A) is the diagram showing the correspondence relation between an engine speed and a centrifugal-spark-advancer pressure in the fuel injection equipment concerning the gestalt of operation of the 4th of this invention, and (B) is the diagram showing the correspondence relation between an engine speed and an effective flow passage area in the fuel injection equipment concerning the gestalt of operation of the 4th of this invention.

[Drawing 19] It is the whole fuel-injection-equipment block diagram concerning the gestalt of operation of the 5th of this invention.

[Drawing 20] It is the whole fuel-injection-equipment block diagram concerning the gestalt of operation of the 6th of this invention.

[Drawing 21] It is the whole fuel-injection-equipment block diagram concerning the gestalt of operation of the 7th of this invention.

[Drawing 22] It is the whole fuel-injection-equipment block diagram concerning the gestalt of operation of the 8th of this invention.

[Drawing 23] It is the whole fuel-injection-equipment block diagram concerning the gestalt of operation of the 9th of this invention.

[Drawing 24] It is the diagram showing the change condition of the pressure of the intensifier downstream when fuel injection is carried out by the fuel-injection approach in the conventional fuel injection equipment.

[Drawing 25] It is a diagram corresponding to the drawing 2424 (B) showing the change condition of the desirable pressure of the intensifier downstream when fuel injection is carried out.

[Description of Notations]

30 Fuel Injection Equipment

32 Pressure Accumulator

34 Fuel Injection Nozzle

36 The Main Oilway

38 Fuel Booster Pump

40 Pressure Latching Valve

42 Oil Sac for Injection Control
46 Command Piston
48 Needle Valve
52 Injection Control Valve
54 Intensifier
56 Cylinder
57 Fuel Passage
58 Piston
60 Piston Control Valve
61 Projection (Flow Rate Modification Means)

[Translation done.]

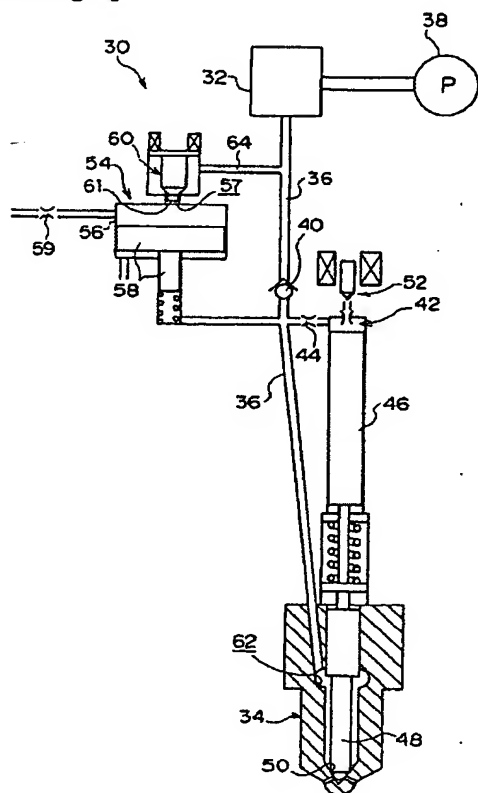
* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

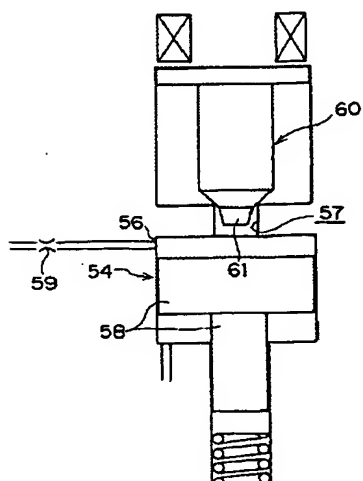
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

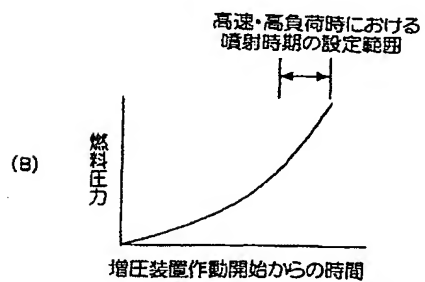
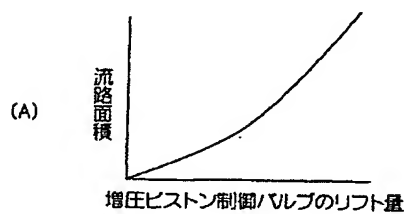
[Drawing 1]



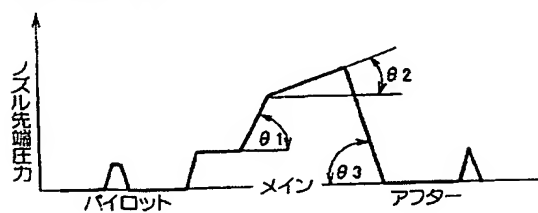
[Drawing 2]



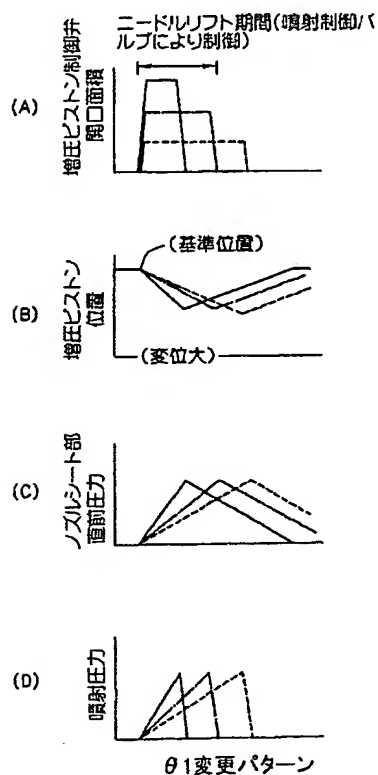
[Drawing 3]



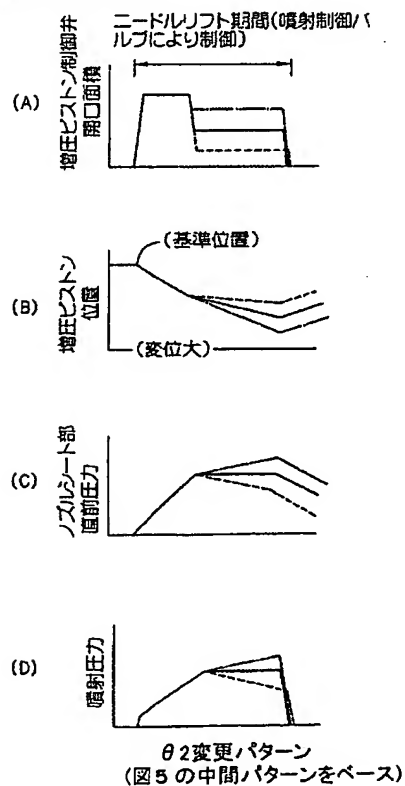
[Drawing 4]



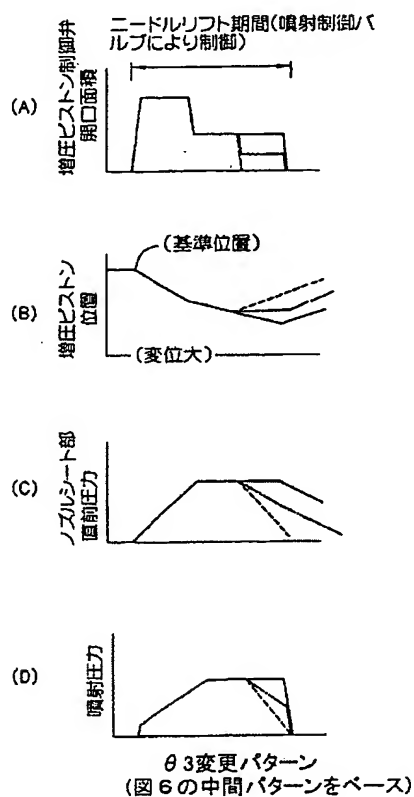
[Drawing 5]



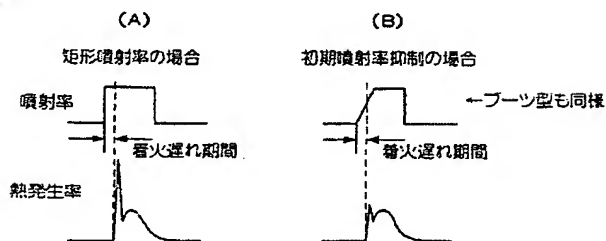
[Drawing 6]



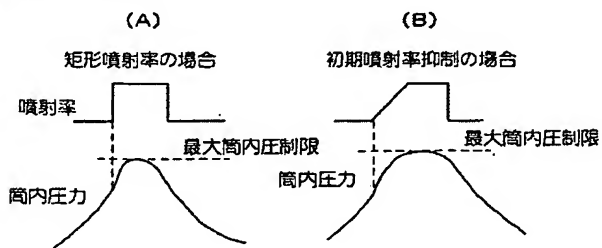
[Drawing 7]



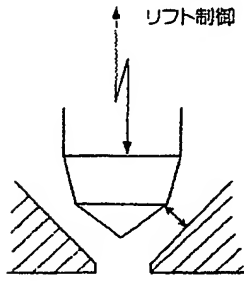
[Drawing 8]



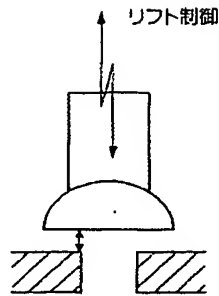
[Drawing 9]



[Drawing 10]

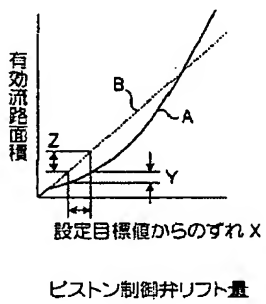


(A)

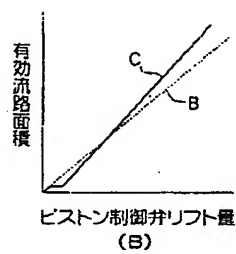
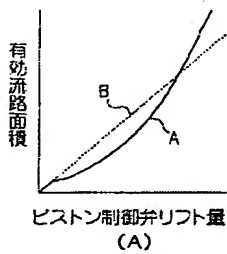


(B)

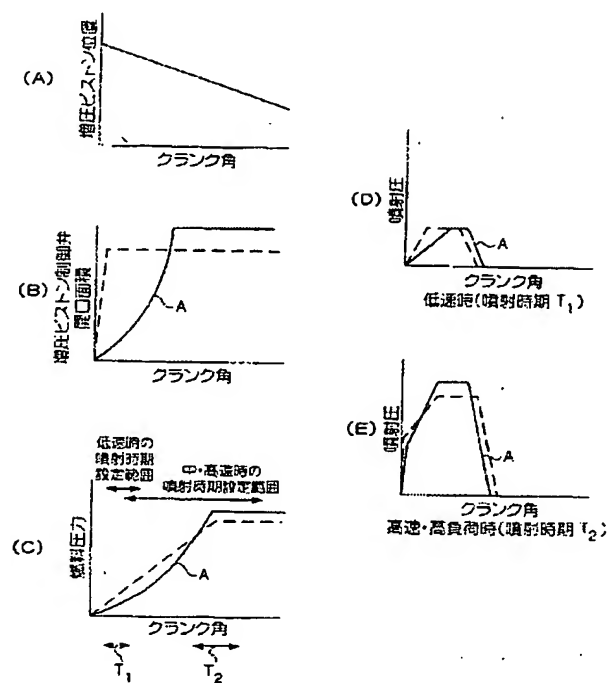
[Drawing 11]



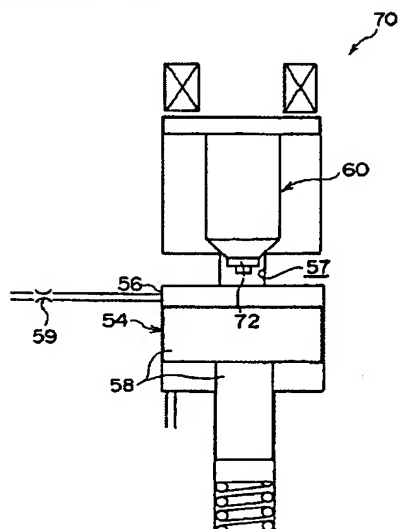
[Drawing 12]



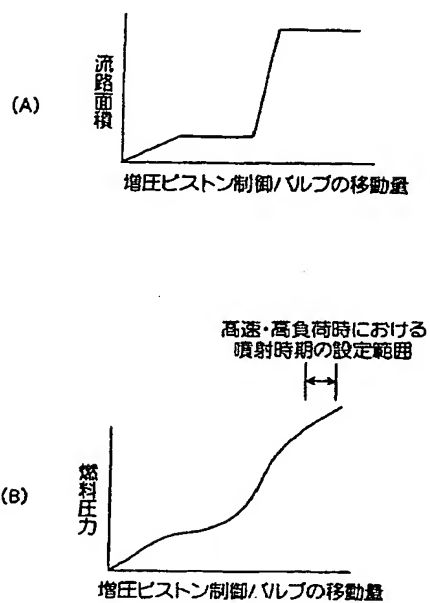
[Drawing 13]



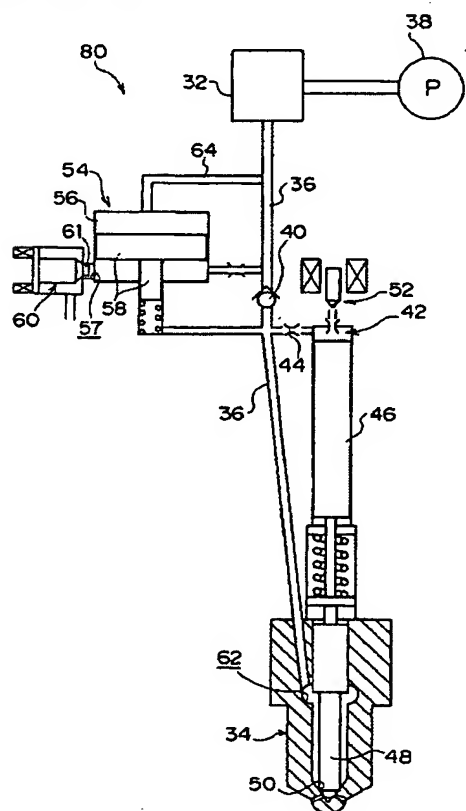
[Drawing 14]



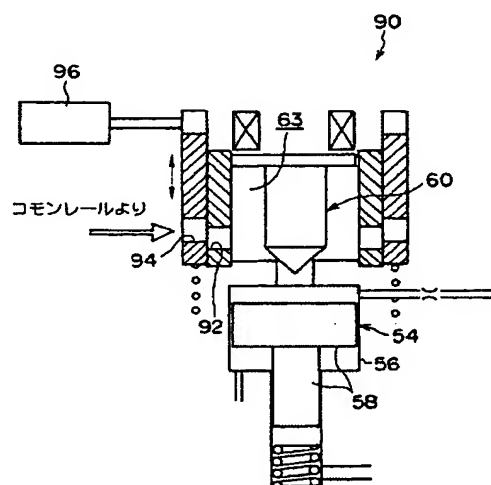
[Drawing 15]



[Drawing 16]

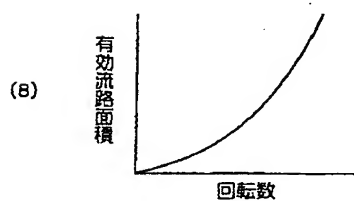
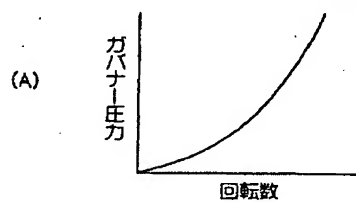


[Drawing 17]

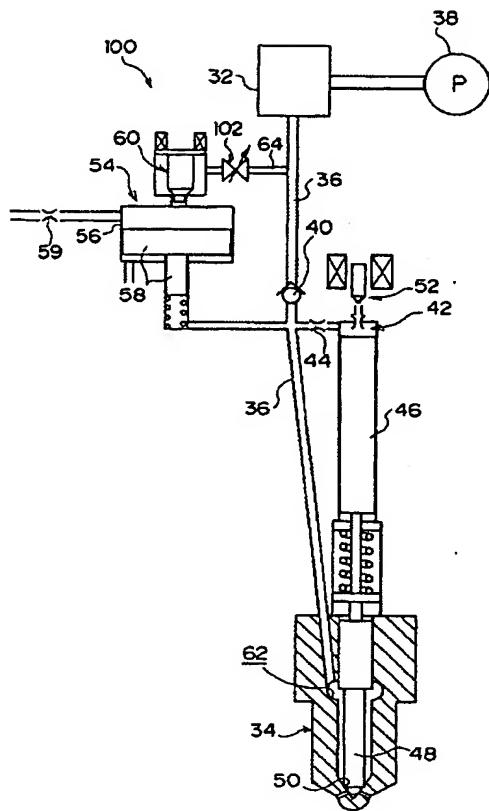


[Drawing 18]

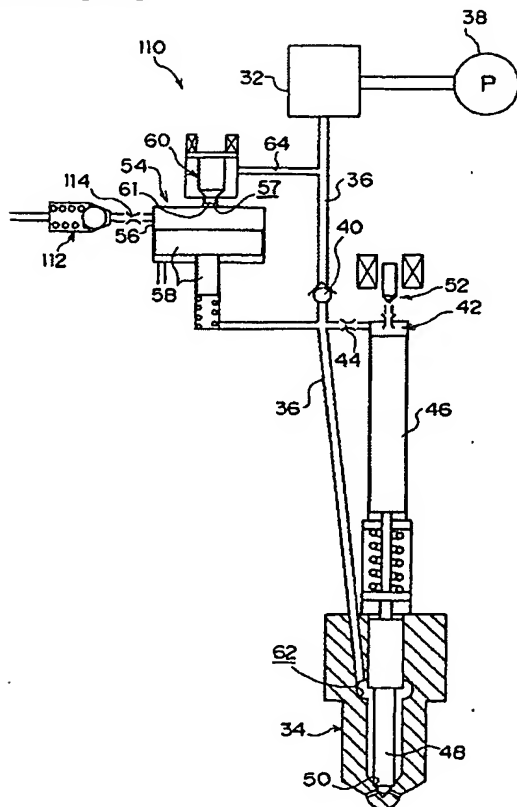
ガバナー圧力 \propto 回転数の二乗



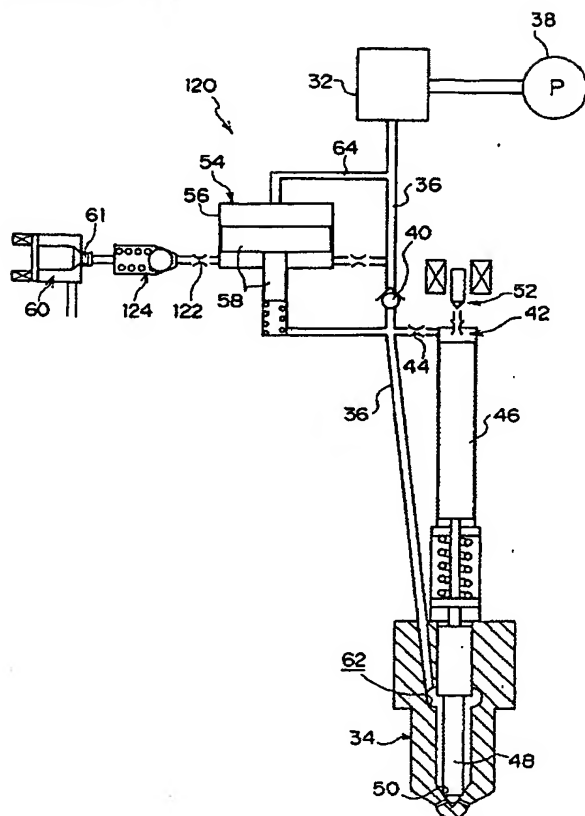
[Drawing 19]



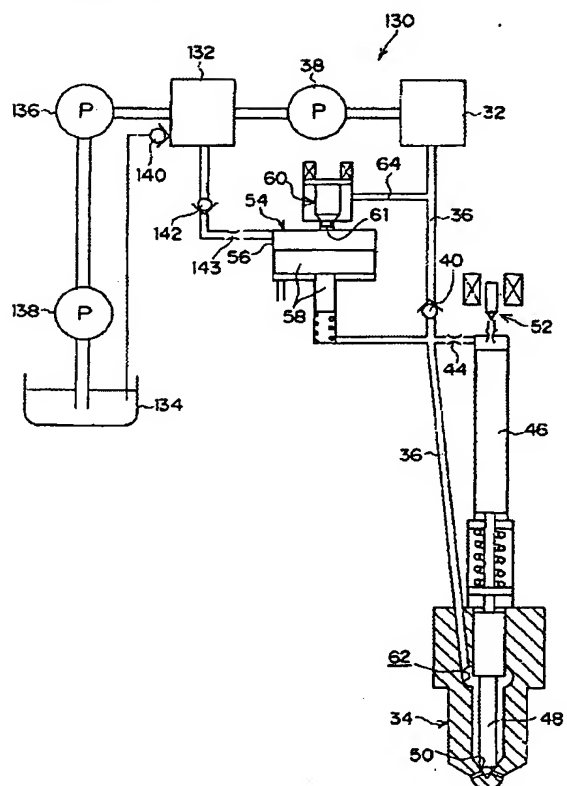
[Drawing 20]



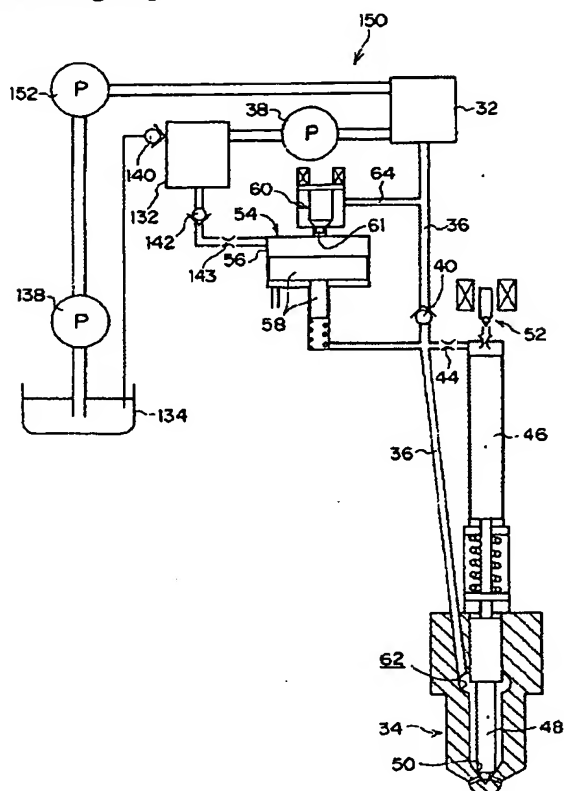
[Drawing 21]



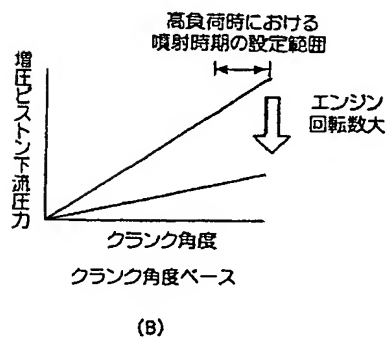
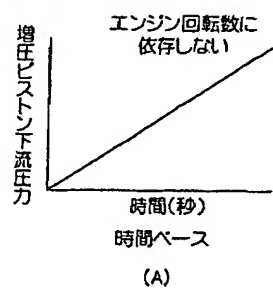
[Drawing 22]



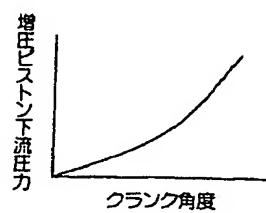
[Drawing 23]



[Drawing 24]



[Drawing 25]



[Translation done.]